

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2001-227616
(P2001-227616A)

(43)公開日 平成13年8月24日(2001.8.24)

(51)Int.Cl.⁷
F 16 H 37/06

F 01 K 23/10
F 02 G 5/02
F 16 H 37/02

識別記号

F I
F 16 H 37/06

F 01 K 23/10
F 02 G 5/02
F 16 H 37/02

テ-マコト^{*}(参考)
C
D
P
B
C

審査請求 未請求 請求項の数 4 OL (全 24 頁)

(21)出願番号 特願2000-371820(P2000-371820)
(22)出願日 平成12年12月6日(2000.12.6)
(31)優先権主張番号 特願平11-348350
(32)優先日 平成11年12月8日(1999.12.8)
(33)優先権主張国 日本(JP)

(71)出願人 000005326
本田技研工業株式会社
東京都港区南青山二丁目1番1号
(72)発明者 馬場 剛志
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(72)発明者 新倉 裕之
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(74)代理人 100071870
弁理士 落合 健 (外1名)

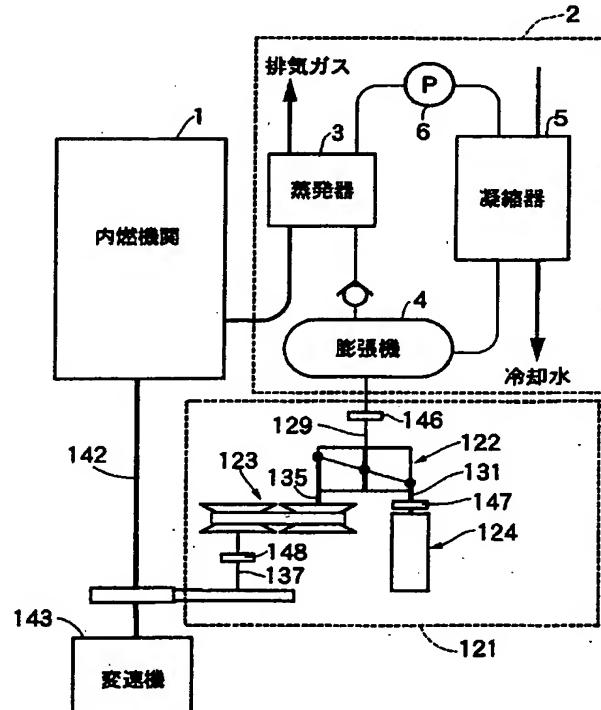
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 駆動装置

(57)【要約】

【課題】 ランキンサイクルを構成する廃熱回収装置の膨張機の出力で被駆動部を効果的に駆動できるようにする。

【解決手段】 変速機143に接続された内燃機関1の廃熱で水を加熱して高圧蒸気を発生する蒸発器3と、蒸発器3で発生した高圧蒸気を一定トルクの出力に変換する容積型の膨張機4と、膨張機4が排出した低圧蒸気を液化する凝縮器5と、凝縮器5で液化された水を蒸発器3に供給する給水ポンプ6によってランキンサイクルを構成する廃熱回収装置2を設け、前記膨張機4を遊星歯車機構122を介して発電・電動機124に接続するとともに、前記膨張機4を遊星歯車機構122およびベルト式無段変速機123を介して内燃機関1の出力軸142に接続する。ベルト式無段変速機123の変速比は、内燃機関1の回転速度および膨張機4の回転速度がマッチングして変速機143に伝達されるように制御される。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 原動機(1)の廃熱で作動媒体を加熱して高圧蒸気を発生する蒸発器(3)と、蒸発器(3)で発生した高圧蒸気を一定トルクの出力に変換する容積型の膨張機(4)と、膨張機(4)が排出した低圧蒸気を液化する凝縮器(5)と、凝縮器(5)で液化された作動媒体を蒸発器(3)に供給するポンプ(6)とによってランキンサイクルを構成する廃熱回収装置(2)と；膨張機(4)の出力を被駆動部(124, 143)に伝達する動力伝達装置(121)と；を備えてなり、前記動力伝達装置(121)は膨張機(4)の出力特性に応じて被駆動部(124, 143)を駆動することを特徴とする駆動装置。

【請求項2】 前記動力伝達装置(121)は膨張機(4)の出力特性の範囲内で被駆動部(124, 143)を駆動することを特徴とする、請求項1に記載の駆動装置。

【請求項3】 前記動力伝達装置(121)は膨張機(4)の出力を任意の比率で複数の被駆動部(124, 143)に配分可能であることを特徴とする、請求項1または2に記載の駆動装置。

【請求項4】 前記動力伝達装置(121)は少なくとも遊星歯車機構(122)を備えたことを特徴とする、請求項1～3の何れかに記載の駆動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、容積型の膨張機を備えた廃熱回収装置と、膨張機の出力を被駆動部に伝達する動力伝達装置によりなる駆動装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 内燃機関の排気ガスにより駆動されるタービンと、タービンにより駆動される発電機と、発電機で発電した電力により駆動される電動機と、電動機の軸出力を内燃機関の軸出力に合体させる遊星歯車機構によりなる排気エネルギー回収装置が、特公平7-35846号公報により公知である。この排気エネルギー回収装置によれば、従来有効に利用されずに捨てられていた排気ガスのエネルギーの一部を回収して内燃機関の軸出力をアシストし、燃料消費量の削減に寄与することができる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 ところで上記従来のものは、排気ガスの運動エネルギーを利用してタービンを駆動しているので、高温の排気ガスの熱エネルギーを有効利用することができず、そのためにエネルギー回収効率が低いという問題がある。そこで、排気ガスの熱エネルギーで水を加熱して高圧蒸気を発生する蒸発器と、蒸発器から供給された高圧蒸気を一定トルクの軸出力に変換する膨張機と、膨張機が排出した低圧蒸気を液化する凝縮器と、凝縮器で液化された水を蒸発器に供給する給

水ポンプとから構成されるランキンサイクルによって排気エネルギーの回収を行うことが考えられる。このとき、膨張機として容積型のものを採用することにより、該膨張機の広い回転速度領域において高い効率を得ることができ、排気ガスのエネルギー回収を一層効果的に行うことができる。

【0004】 ランキンサイクル型の廃熱回収装置で膨張機として容積型のものを採用すると、内燃機関の軸出力に対して膨張機の軸出力が時間遅れを持つだけでなく、膨張機の軸出力はトルクが一定であり、かつ回転速度は内燃機関の軸出力に応じて決定されるという特性がある。従って、膨張機の軸出力を有効に利用するためには、膨張機および該膨張機により駆動される被駆動部との間に上記特性に適合した特殊な動力伝達装置を介在させる必要がある。

【0005】 本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、ランキンサイクルを構成する廃熱回収装置の膨張機の出力で被駆動部を効果的に駆動できるようにすることを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】 前記目的を達成するため、請求項1に記載された発明によれば、原動機の廃熱で作動媒体を加熱して高圧蒸気を発生する蒸発器と、蒸発器で発生した高圧蒸気を一定トルクの出力に変換する容積型の膨張機と、膨張機が排出した低圧蒸気を液化する凝縮器と、凝縮器で液化された作動媒体を蒸発器に供給するポンプとによってランキンサイクルを構成する廃熱回収装置と；膨張機の出力を被駆動部に伝達する動力伝達装置と；を備えてなり、前記動力伝達装置は膨張機の出力特性に応じて被駆動部を駆動することを特徴とする駆動装置が提案される。

【0007】 上記構成によれば、原動機の廃熱を熱源とするランキンサイクルの膨張機は、その出力が原動機の出力に対して時間遅れを持ち、かつ原動機の出力の変化に対して一定のトルクで回転速度が変化するという出力特性を有するが、膨張機および被駆動部間に配置された動力伝達装置が膨張機の前記出力特性に応じて被駆動部を駆動することにより、膨張機の出力を有効に利用することができる。

【0008】 また請求項2に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、前記動力伝達装置は膨張機の出力特性の範囲内で被駆動部を駆動することを特徴とする駆動装置が提案される。

【0009】 上記構成によれば、動力伝達装置は膨張機の出力特性の範囲内で被駆動部を駆動するので、膨張機が出力特性の範囲を逸脱する運転を行って効率が低下するのを回避することができる。

【0010】 また請求項3に記載された発明によれば、請求項1または2の構成に加えて、前記動力伝達装置は膨張機の出力を任意の比率で複数の被駆動部に配分可能

であることを特徴とする駆動装置が提案される。

【0011】上記構成によれば、動力伝達装置が膨張機の出力を任意の比率で複数の被駆動部に配分するので、膨張機の出力を種々の用途に利用して汎用性を高めることができる。

【0012】また請求項4に記載された発明によれば、請求項1～3の何れかの構成に加えて、前記動力伝達装置は少なくとも遊星歯車機構を備えたことを特徴とする駆動装置が提案される。

【0013】上記構成によれば、動力伝達装置が遊星歯車機構を備えているので、膨張機の出力を複数の被駆動部に的確に配分することができる。

【0014】尚、実施例の内燃機関1は本発明の原動機に対応し、実施例の発電・電動機124および変速機143は本発明の被駆動部に対応する。

【0015】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を、添付図面に示した本発明の実施例に基づいて説明する。

【0016】図1～図24は本発明の一実施例を示すもので、図1は駆動装置の全体構成を示す図、図2は動力伝達装置の構造を示す図、図3は内燃機関の軸出力および膨張機の軸出力のマッチングを説明する図、図4は内燃機関の回転速度と軸出力との関係、並びに膨張機の回転速度および軸出力との関係を示すグラフ、図5は内燃機関の回転速度と膨張機の回転速度との関係を示すグラフ、図6は内燃機関の回転速度、膨張機の回転速度およびベルト式無段変速機の変速比の時間変化を示すグラフ、図7は内燃機関始動時の遊星歯車機構の速度線図、図8は内燃機関始動後で膨張機の未作動時の遊星歯車機構の速度線図、図9は膨張機始動時の遊星歯車機構の速度線図、図10は定常走行時の遊星歯車機構の速度線図、図11は内燃機関の加速時の遊星歯車機構の速度線図、図12は内燃機関の減速時の遊星歯車機構の速度線図、図13は登坂負荷時の遊星歯車機構の作用説明図、図14は発電・電動機による膨張機の始動時の遊星歯車機構の速度線図、図15は膨張機の縦断面図（図18の15-15線断面図）、図16は図15の回転軸線周りの拡大断面図、図17は図15の17-17線断面図、図18は要部を拡大した図15の18-18線断面図、図19はロータチャンバおよびロータの断面形状を示す説明図、図20はペーン本体の正面図、図21はペーン本体の側面図、図22は図20の22-22線断面図、図23はシール部材の正面図、図24は図17の回転軸線周りの拡大図である。

【0017】図1において、自動車に搭載された原動機としての内燃機関1の廃熱回収装置2は、内燃機関1の廃熱、例えば排気ガスを熱源として温度および圧力を上昇させた蒸気、つまり高圧蒸気を発生する蒸発器3と、その高圧蒸気の膨張によって軸出力を発生する膨張機4と、膨張機4から排出される前記膨張後の温度および圧

力が下降した蒸気、つまり低圧蒸気を液化する凝縮器5と、凝縮器5からの液化した作動媒体、例えば水を蒸発器3に供給する給水ポンプ6とを有する。膨張機4には出力トルクが一定の容積型のものが使用される。容積型の膨張機4は全ての回転速度において効率が良いという特性を持ち、その回転速度は蒸発器3で発生する蒸気量によって決定される。容積型の膨張機4には種々の構造のものが存在するが、本実施例ではペーン型の膨張機4を採用している。ペーン型の膨張機4の構造は後から詳述する。

【0018】図2を併せて参照すると明らかのように、廃熱回収装置2に接続された動力伝達装置121は、遊星歯車機構122、ベルト式無段変速機123および本発明の被駆動部を構成する発電・電動機124を備える。

【0019】遊星歯車機構122は、サンギヤ125と、リングギヤ126と、プラネタリキャリヤ127と、プラネタリキャリヤ127に軸支されて前記サンギヤ125およびリングギヤ126に同時に噛合する複数のプラネタリギヤ128とを備える。膨張機4の出力軸129に接続されたプラネタリキャリヤ127は、キャリヤブレーキ130によって図示せぬケーシングに締結可能である。発電・電動機124の入・出力軸131に接続されたサンギヤ125は、サンギヤブレーキ132によって図示せぬケーシングに締結可能である。リングギヤ126はリングギヤブレーキ133によって図示せぬケーシングに締結可能である。キャリヤブレーキ130、サンギヤブレーキ132およびリングギヤブレーキ133は、油圧ブレーキあるいは電磁ブレーキで構成される。

【0020】発電・電動機124は充放電可能なバッテリ134に接続される。発電・電動機124は、膨張機4あるいは内燃機関1の軸出力により駆動されて発電機として機能する場合にはバッテリ134を充電し、バッテリ134から給電されて電動機として機能する場合には、内燃機関1による駆動輪の駆動をアシストし、あるいは内燃機関1の始動を行う。

【0021】ベルト式無段変速機123は、入力軸135に設けられた駆動ブーリ136と、出力軸137に設けられた従動ブーリ138と、両ブーリ136、138に巻き掛けられた無端ベルト139とを備える。駆動ブーリ136の溝幅および従動ブーリ138の溝幅は油圧制御あるいは電気制御によってそれぞれ可変であり、駆動ブーリ136の溝幅を増加させて従動ブーリ138の溝幅を減少させると変速比がLOW側に無段階に変化し、駆動ブーリ136の溝幅を減少させて従動ブーリ138の溝幅を増加させると変速比がTOP側に無段階に変化する。

【0022】遊星歯車機構122のリングギヤ126に設けた駆動ギヤ140はベルト式無段変速機123の入

力軸135に設けた従動ギヤ141に噛合する。内燃機関1の軸出力は出力軸142を介して本発明の被駆動部を構成する変速機143に伝達され、変速機143の出力は図示せぬ駆動輪に伝達される。ベルト式無段変速機123の出力軸137に設けた駆動ギヤ144が内燃機関1の出力軸142に設けた従動ギヤ145に噛合する。

【0023】膨張機4の出力軸129および発電・電動機124の入・出力軸131に、それぞれトルクリミッタ146, 147が設けられる。トルクリミッタ146, 147は、膨張機4あるいは発電・電動機124に所定値以上のトルクが加わった場合にスリップし、過剰な負荷の発生を防止する。トルクリミッタ146, 147は所定値以上の過負荷となるトルクの発生時に締結を解除されるクラッチで置き換えることができる。ベルト式無段変速機123の出力軸137にクラッチ148が設けられる。クラッチ148は内燃機関1あるいは駆動輪から逆伝達される駆動力で膨張機4に過負荷が加わるのを防止するためのもので、締結時に内燃機関1および膨張機4を接続し、締結解除時に内燃機関1および膨張機4を切り離す。

【0024】而して、遊星歯車機構122のサンギヤブレーキ132を締結してサンギヤ125を固定するとプラネタリキャリヤ127およびリングギヤ126がそれぞれ入力要素あるいは出力要素になり、膨張機4からプラネタリキャリヤ127に入力された駆動力がリングギヤ126に出力され、そこから駆動ギヤ140、従動ギヤ141、ベルト式無段変速機123、駆動ギヤ144および従動ギヤ145を介して内燃機関1の出力軸142に伝達されるため、膨張機4の軸出力で内燃機関1の軸出力をアシストすることができる。一方、膨張機4の始動時に前述と逆の経路で駆動力を伝達すれば、内燃機関1の軸出力で膨張機4をスムーズに始動することができる。

【0025】また遊星歯車機構122のリングギヤブレーキ133を締結してリングギヤ126を固定すると膨張機4あるいは発電・電動機124がそれぞれ入力要素および出力要素になり、膨張機4からプラネタリキャリヤ127に入力された駆動力がサンギヤ125を経て発電・電動機124に出力され、発電・電動機124を発電機として機能させてバッテリ134を充電することができる。一方、膨張機4の始動時に前述と逆の経路で駆動力を伝達すれば、電動機として機能する発電・電動機124の軸出力で膨張機4をスムーズに始動することができる。

【0026】また遊星歯車機構122のキャリヤブレーキ130を締結してプラネタリキャリヤ127を固定するとサンギヤ125およびリングギヤ126がそれぞれ入力要素あるいは出力要素になる。従って、電動機として機能する発電・電動機124からサンギヤ125に入

力された駆動力がリングギヤ126に出力され、そこから駆動ギヤ140、従動ギヤ141、ベルト式無段変速機123、駆動ギヤ144および従動ギヤ145を介して内燃機関1の出力軸142に伝達され、内燃機関1の軸出力のアシストや内燃機関1の始動が行われる。一方、内燃機関1の軸出力を前述と逆の経路で発電・電動機124に伝達し、該発電・電動機124を発電機として機能させてバッテリ134を充電することができる。

【0027】次に、図3に基づいて廃熱回収装置2および動力伝達装置121の機能の概略を説明する。

【0028】自動車の走行に必要な要求出力に基づいてドライバーがアクセルペダルを操作すると内燃機関1が作動し、燃料の燃焼により発生した熱エネルギーの一部は機械エネルギーに変換され、軸出力として変速機143に供給される。通常の内燃機関では、燃料の燃焼により発生した熱エネルギーの残部は冷却損失、摩擦損失、排気ガスの熱エネルギーとなって有効に利用されることなく失われるが、本発明では前記排気ガスの熱エネルギーが廃熱回収装置2の膨張機4によって機械エネルギーに変換される。そして内燃機関1の軸出力および膨張機4の軸出力は、動力伝達装置121において合体して変速機143に出力される。これにより従来は有効に利用されていなかった排気ガスの熱エネルギーを効果的に回収し、燃料消費量の削減に寄与することができる。

【0029】ところで、内燃機関1の軸出力はアクセルペダルの操作に対して即座に反応する。一方、内燃機関1が排出する排気ガスの持つ熱エネルギーは内燃機関1の運転状態に追従して即座に変化するが、蒸発器3における高圧蒸気の発生はタイムラグを持ち、従って前記高圧蒸気により作動する膨張機4の軸出力も内燃機関1の軸出力に対してタイムラグを持つことになる。しかも内燃機関1の回転速度範囲は比較的に広いのに対し、膨張機4の回転速度範囲は比較的に狭いものとなる。従って、内燃機関1の軸出力を膨張機4の軸出力でアシストしようとすると、内燃機関1の回転速度の急増や急減に対する膨張機4の回転速度の変化の応答遅れや、内燃機関1および膨張機4の回転速度範囲の差を動力伝達装置121において吸収し、内燃機関1の回転速度および膨張機4の回転速度を的確にマッチングさせて変速機143を有効に駆動することが必要となる。そのために、膨張機4および変速機143間に配置した遊星歯車機構122およびベルト式無段変速機123により、膨張機4の出力回転速度が可変制御される。

【0030】また遊星歯車機構122の3つの要素、つまりサンギヤ125およびリングギヤ126およびプラネタリキャリヤ127の1つを固定することにより、膨張機4、発電・電動機124およびベルト式無段変速機123（即ち、内燃機関1）間の駆動力の伝達を切り換えることができ、これにより膨張機4、発電・電動機124および内燃機関1の多目的への有効利用を図ること

ができる。

【0031】図4は内燃機関1の出力特性と膨張機4の出力特性とを比較するものである。内燃機関1のトルクは可変であるため、何れの回転速度においてもその上限値（フルスロットル時）および下限値（アイドル時）間の任意の軸出力を得ることができる（左図の斜線部参照）。例えば、内燃機関1の回転速度が1500rpmのとき、軸出力の下限値は1kW、軸出力の上限値は11kWになる。逆に内燃機関1の軸出力側から見ると、軸出力が10kWのときの回転速度は、1300rpmから始まってレブリミットの5000rpmまで達している。このとき、内燃機関1の軸出力が同じ10kWであっても、回転速度の違いから排気ガスの温度は高回転速度のときほど高くなるため、蒸発器3から膨張機4に供給される蒸気量も増加する。

【0032】図4の右図は、内燃機関1の種々の運転状態（回転速度および軸出力）に対応して、膨張機4の回転速度および軸出力をプロットしたものである。例えば、内燃機関1の回転速度が1500rpmで軸出力が10kWのとき、膨張機4の回転速度は600rpmで軸出力は1.5kWになる。また内燃機関1の回転速度が5000rpmで軸出力が10kWのとき、膨張機4の回転速度は1268rpmで軸出力は3.2kWになる。このように内燃機関1の運転状態が種々に変化すると、膨張機4の回転速度および軸出力は正比例関係を持ってほぼ直線上を変化する。

【0033】膨張機4の回転速度と軸出力とが正比例関係を持つ理由は、容積型の膨張機4はトルクが一定であり、その回転速度だけが内燃機関1の運転状態に応じて変化するためである。つまり、内燃機関1の運転状態に応じて排気ガス温度が変化すると蒸発器3の蒸気発生量が変化し、その蒸気発生量に応じて膨張機4の回転速度が変化する。一方、膨張機4のトルクは一定値であるため、一定値であるトルクと可変値である回転速度との積で与えられる膨張機4の軸出力は、その回転速度に正比例することになる。

【0034】図5は、図4の左図および右図から内燃機関1の回転速度および膨張機4の回転速度の関係を求めてプロットしたものである。例えば、内燃機関1の回転速度が3000rpmのとき、膨張機4の回転速度は430rpm～1500rpmの範囲にある。これは内燃機関1の回転速度が同じでも軸出力が異なれば排気ガス温度が変化して蒸気発生量が変化するため、それに応じて膨張機4の回転速度が増減するためである。

【0035】上述したように、膨張機4の回転速度と内燃機関1の回転速度とは1対1の対応関係になく、膨張機4の回転速度は内燃機関1のそれぞれの回転速度に対して所定の領域を持つことが分かる（図5の斜線部参照）。図5における破線は膨張機4の回転速度と内燃機関1の回転速度とが一致した状態を示すもので、前記領

域は破線の右下に位置しており、膨張機4の回転速度は内燃機関1の回転速度よりも常に小さくなる。従って、内燃機関1の軸出力を膨張機4の軸出力でアシストするには、動力伝達装置121の遊星歯車機構122およびベルト式無段変速機123によって膨張機4の回転速度を増速して内燃機関の回転速度にマッチングさせる必要がある。

【0036】図6において、実線で示す内燃機関1の回転速度が1000rpmから5000rpmに増加した10後に再び1000rpmに減少したとする。これに応じて、鎖線で示す膨張機4の回転速度は150rpmから2750rpmに増加した後に再び150rpmに減少する。そして内燃機関1の回転速度の立ち上がりと膨張機4の回転速度の立ち上がりとの間には約0.5sの時間遅れが発生し、また内燃機関1の回転速度の立ち下がりと膨張機4の回転速度の立ち下がりとの間には約0.5sの時間遅れが発生している。

【0037】図6における破線は、内燃機関1の回転速度と膨張機4の回転速度とをマッチングさせるのに必要なベルト式無段変速機123の変速比を示している。内燃機関1の回転速度が立ち上がったとき、膨張機4の回転速度は時間遅れによって即座に立ち上がらないため、ベルト式無段変速機123の変速比は瞬間に50に達している。また内燃機関1の回転速度が立ち下がったときにも、前記時間遅れによってベルト式無段変速機の変速比は瞬間に10に達している。

【0038】しかしながら、内燃機関1の回転速度が安定状態にあるとき、内燃機関1の回転速度と膨張機4の回転速度とをマッチングさせるのに必要な変速比は、帯状に斜線を施した領域で示すベルト式無段変速機123の可能な変速比（例えば、0.5～2.5）に納まっている。従って、内燃機関1の急加速時および急減速時を除けば、ベルト式無段変速機123の変速比の制御によって内燃機関1の回転速度と膨張機4の回転速度とをマッチングさせることができる。

【0039】尚、実線で示す内燃機関1の回転速度と鎖線で示す膨張機4の回転速度とから算出した変速比が破線で示す変速比と一致しないのは、動力伝達装置121全体の変速比がベルト式無段変速機123の変速比だけで決まるのではなく、遊星歯車機構122における変速比によって変化するためである。

【0040】このように、膨張機4の回転速度の応答遅れのため、ベルト式無段変速機123の変速比制御では前記マッチングができない場合には、膨張機4の出力軸129に設けたトルクリミッタ146がスリップし、あるいはベルト式無段変速機123の出力軸137に設けたクラッチ148が締結解除して膨張機4に過負荷が加わるを防止する。

【0041】次に、図7～図12に基づいて遊星歯車機構122の制御を説明する。これらの図において、Sは

遊星歯車機構122のサンギヤ125の回転速度（つまり発電・電動機124の入・出力軸131の回転速度）を示し、Cはプラネタリキャリヤ127の回転速度（つまり膨張機4の出力軸129の回転速度）を示し、Rはリングギヤ126の回転速度（つまりベルト式無段変速機123の入力軸135の回転速度）を示している。

【0042】図7は内燃機関1の始動時のもので、キャリヤブレーキ130を締結して膨張機4の出力軸129の回転を拘束した状態で、発電・電動機124を電動機として機能させて遊星歯車機構122のサンギヤ125を駆動する。このとき、プラネタリキャリヤ127がキャリヤブレーキ130により拘束されているため、リングギヤ126が回転してベルト式無段変速機123の入力軸135が駆動され、ベルト式無段変速機123の出力軸137に接続された内燃機関1の出力軸142が駆動される。その結果、前記出力軸142によって内燃機関1がクランキングされて始動する。このように、内燃機関1の始動用のセルモータとして発電・電動機124を利用することにより、特別のセルモータが不要となる。

【0043】図8は内燃機関1の始動後で蒸発器3が未だ蒸気を発生しておらず、膨張機4が未作動の状態を示している。ベルト式無段変速機123の出力軸137のクラッチ148を締結解除することにより、内燃機関1の軸出力で車両を走行させることができる。また車両が走行しない場合には前記クラッチ148を締結状態に保持することにより、内燃機関1の軸出力をベルト式無段変速機123を介して発電・電動機124に伝達し、発電・電動機124を発電機として機能させてバッテリ134を充電することができる。

【0044】尚、膨張機4の未作動状態とは、上述の始動時に限定されるものではなく、作動状態から作動停止状態に移行する場合等も含むものとする。

【0045】図9は内燃機関1の始動後に所定時間が経過し、蒸発器3が蒸気を発生し得るようになった状態を示している。膨張機4をスムーズに始動するには、その出力軸129を外部から駆動してやる必要がある。そのため、車両の走行中および非走行中に関わらず、サンギヤブレーキ132を締結して発電・電動機124の入・出力軸131の回転を拘束し、かつベルト式無段変速機123の出力軸137のクラッチ148を締結することにより、内燃機関1の軸出力をベルト式無段変速機123および遊星歯車機構122を介して膨張機4に逆伝達し、該膨張機4をスムーズに始動することができる。尚、内燃機関1の軸出力で膨張機4を始動する代わりに、ベルト式無段変速機123の出力軸137のクラッチ148を締結解除し、かつリングギヤブレーキ133を締結してベルト式無段変速機123の入力軸135の回転を拘束した状態で、発電・電動機124を電動機として機能させて膨張機4を回転させ、該膨張機4を始動

することも可能である。

【0046】上述したように、発電・電動機124を電動機として機能させることで膨張機4をクランキングして始動する場合、膨張機4が暖機前の状態にあって蒸気が凝縮した凝縮水が内部に滞留していても、その凝縮水をクランキングにより膨張機4の外部に排出することができる。

【0047】図14は発電・電動機124を電動機として機能させて膨張機4をクランキングする場合を示している。この場合には、ベルト式無段変速機123の出力軸137を固定した状態で発電・電動機124を回転させることにより、膨張機4を始動することができる。低温時に膨張機4の内部に凝縮水が滞留していても、その凝縮水はクランキングにより膨張機4の外部に排出されるので、始動時に膨張機4が逆転するのを防止することができる。

【0048】図10は車両の定常走行時に内燃機関1の軸出力を膨張機4の軸出力でアシストする場合を示している。この場合には、前記図9の場合と同様にサンギヤブレーキ132を締結して発電・電動機124の入・出力軸131の回転を拘束し、かつベルト式無段変速機123の出力軸137のクラッチ148を締結することにより、膨張機4の出力軸129を遊星歯車機構122およびベルト式無段変速機123を介して内燃機関1の出力軸142に接続し、ベルト式無段変速機123の変速比を制御して膨張機4から内燃機関1の出力軸142に伝達される回転速度を内燃機関1の回転速度に一致させ、膨張機4の軸出力で内燃機関1の軸出力をアシストすることができる。

【0049】図11および図12は内燃機関1の回転速度が急増あるいは急減して膨張機4の回転速度が追従できない場合を示している。この場合には、ベルト式無段変速機123を出力軸137のクラッチ148の締結を解除して膨張機4に過負荷が加わるのを回避するとともに、リングギヤブレーキ133を締結してリングギヤ126の回転を拘束することにより、膨張機4の軸出力で発電・電動機124を駆動して発電機として機能させ、その発電電力でバッテリ134を充電することができる。

【0050】図13は登坂時等に内燃機関1の回転速度が急増して膨張機4の回転速度が追従できず、しかも膨張機4の軸出力で内燃機関1の軸出力をアシストする必要がある場合を示している。この場合にはキャリヤブレーキ130、サンギヤブレーキ132およびリングギヤブレーキ133を全て締結解除した状態で、発電・電動機124を電動機として機能させることにより、発電・電動機124の軸出力をベルト式無段変速機123側に伝達して内燃機関1の軸出力をアシストすることができる。

【0051】以上のように、膨張機4の出力軸129と

内燃機関1の出力軸137との間に、遊星歯車機構122およびベルト式無段変速機123を備えた動力伝達装置121を配置したので、内燃機関1の回転速度に対する膨張機4の回転速度の応答遅れや、内燃機関1の回転速度範囲と膨張機4の回転速度範囲との差を吸収し、膨張機4の軸出力を内燃機関1の軸出力に効果的に合体させることができる。即ち、膨張機4の出力特性に応じて該出力特性の範囲内でベルト式無段変速機123の変速比を制御することにより、膨張機4を効率良く運転して排気ガスの熱エネルギーの有効利用を図ることができる。また遊星歯車機構122のキャリヤブレーキ130、サンギャブレーキ132およびリングギャブレーキ133を選択的に締結することにより、膨張機4、発電・電動機124および内燃機関1の3者間の駆動力伝達を車両の運転状態に応じて種々の態様で変化させ、排気ガスの熱エネルギーを有効利用して車両の性能向上に寄与することができる。

【0052】次に、前記膨張機4の構造を図15～図24に基づいて説明する。

【0053】図15～図18において、ケーシング7は金属製第1、第2半体8、9より構成される。両半体8、9は、略楕円形の凹部10を有する主体11と、それら主体11と一緒に円形フランジ12となりなり、両円形フランジ12を金属ガスケット13を介し重ね合せることによって略楕円形のロータチャンバ14が形成される。また第1半体8の主体11外面は、シェル形部材15の深い鉢形をなす主体16により覆われており、その主体16と一緒に円形フランジ17が第1半体8の円形フランジ12にガスケット18を介して重ね合せられ、3つの円形フランジ12、12、17は、それらの円周方向複数箇所においてボルト19によって締結される。これにより、シェル形部材15および第1半体8の両主体11、16間には中縫チャンバ20が形成される。

【0054】両半体8、9の主体11は、それらの外面に外方へ突出する中空軸受筒21、22を有し、それら中空軸受筒21、22に、ロータチャンバ14を貫通する中空の出力軸23の大径部24が軸受メタル（または樹脂製軸受）25を介して回転可能に支持される。これにより出力軸23の軸線Lは略楕円形をなすロータチャンバ14における長径と短径との交点を通る。また出力軸23の小径部26は、第2半体9の中空軸受筒22に存する孔部27から外部に突出して伝動軸28とスライド結合29を介して連結される。小径部26および孔部27間は2つのシールリング30によりシールされる。

【0055】ロータチャンバ14内に円形のロータ31が収容され、その中心の軸取付孔32と出力軸23の大径部24とが嵌合関係にあって、両者31、24間にはかみ合い結合部33が設けられている。これによりロー

タ31の回転軸線は出力軸23の軸線Lと合致するので、その回転軸線の符号として「L」を共用する。

【0056】ロータ31に、その回転軸線Lを中心に軸取付孔32から放射状に延びる複数、この実施例では12個のスロット状空間34が円周上等間隔に形成されている。各空間34は、円周方向幅が狭く、且つロータ31の両端面35および外周面36に一連に開口するように、両端面35に直交する仮想平面内において略U字形をなす。

【0057】各スロット状空間34内に、同一構造の第1～第12ペーンピストンユニットU1～U12が、次のように放射方向に往復動自在に装着される。略U字形の空間34において、その内周側を区画する部分37に段付孔38が形成され、その段付孔38に、セラミック（またはカーボン）よりなる段形シリンダ部材39が嵌入される。シリンダ部材39の小径部a端面は出力軸23の大径部24外周面に当接し、その小径孔bが大径部24外周面に開口する通孔cに連通する。またシリンダ部材39の外側に、その部材39と同軸上に位置するようにガイド筒40が配置される。そのガイド筒40の外端部は、ロータ31外周面に存する空間34の開口部に係止され、また内端部は段付孔38の大径孔dに嵌入されてシリンダ部材39に当接する。またガイド筒40は、その外端部から内端部近傍まで相対向して延びる一対の長溝eを有し、両長溝eは空間34に面する。シリンダ部材39の大径シリンダ孔f内にセラミックよりなるピストン41が摺動自在に嵌合され、そのピストン41の先端部側は常時ガイド筒40内に位置する。

【0058】図15および図19に示すように、ロータ31の回転軸線Lを含む仮想平面A内におけるロータチャンバ14の断面Bは、直径gを相互に対向させた一対の半円形断面部B1と、両半円形断面部B1の両直径gの一方の対向端相互および他方の対向端相互をそれぞれ結んで形成される四角形断面部B2となりなり、略競技用トラック形をなす。図19において、実線示の部分が長径を含む最大断面を示し、一方、一部を2点鎖線で示した部分が短径を含む最小断面を示す。ロータ31は、図19に点線で示したように、ロータチャンバ14の短径を含む最小断面よりも若干小さな断面Dを有する。

【0059】図15および図20～図23に明示するように、ペーン42は略U字板形（馬蹄形）をなすペーン本体43と、そのペーン本体43に装着された略U字板形をなすシール部材44と、ペーンスプリング58とより構成される。

【0060】ペーン本体43は、ロータチャンバ14の半円形断面部B1による内周面45に対応した半円弧状部46と、四角形断面部B2による対向内端面47に対応した一対の平行部48とを有する。各平行部48の端部側にコ字形の切欠き49と、それらの底面に開口する四角形の盲孔50と、各切欠き49よりも、さらに端部

側に在って外方へ突出する短軸 51 とが設けられる。また半円弧状部 46 および両平行部 48 の外周部分に、外方に向って開口するU字溝 52 が一連に形成され、その U字溝 52 の両端部は両切欠き 49 にそれぞれ連通する。さらに半円弧状部 46 の両平面部分にそれぞれ内円形断面の一対の突条 53 が設けられている。両突条 53 は、それらによる仮想円柱の軸線 L1 が、両平行部 48 間の間隔を2等分し、且つ半円弧状部 46 を周方向に2等分する直線に一致するように配置されている。また両突条 53 の内端部は両平行部 48 間の空間に僅か突出している。

【0061】シール部材 44 は、例えば PTFE より構成されたもので、ロータチャンバ 14 の半円形断面部 B1 による内周面 45 を摺動する半円弧状部 55 と、四角形断面部 B2 による対向内端面 47 を摺動する一対の平行部 56 とを有する。また半円弧状部 55 の内周面側に一対の弾性爪 57 が、内方へ反るように設けられている。

【0062】ペーン本体 43 のU字溝 52 にシール部材 44 が接着され、また各盲孔 50 にペーンスプリング 58 が嵌め込まれ、さらに各短軸 51 にボールベアリング構造のローラ 59 が取付けられる。各ペーン 42 はロータ 31 の各スロット状空間 34 に摺動自在に収められており、その際、ペーン本体 43 の両突条 53 はガイド筒 40 内に、また両突条 53 の両側部分はガイド筒 40 の両長溝 e 内にそれぞれ位置し、これにより両突条 53 の内端面がピストン 41 の外端面と当接することができる。両ローラ 59 は第1、第2半体 8、9 の対向内端面 47 に形成された略楕円形の環状溝 60 にそれぞれ転動自在に係合される。これら環状溝 60 およびロータチャンバ 14 間の距離はそれらの全周に亘り一定である。またピストン 41 の前進運動をペーン 42 を介してローラ 59 と環状溝 60 との係合によりロータ 31 の回転運動に変換する。

【0063】このローラ 59 と環状溝 60 との協働で、図 18 に明示するように、ペーン本体 43 の半円弧状部 46 における半円弧状先端面 61 はロータチャンバ 14 の内周面 45 から、また両平行部 48 はロータチャンバ 14 の対向内端面 47 からそれぞれ常時離間し、これによりフリクションロスの軽減が図られている。そして、2条一対で構成されている環状溝 60 により軌道を規制されるため、左右の軌道誤差によりローラ 59 を介してペーン 42 は軸方向に微小変位角の回転を生じ、ロータチャンバ 14 の内周面 45 との接触圧力を増大させる。このとき、略U字板形(馬蹄形)をなすペーン本体 43 では、方形(長方形)ペーンに比べてケーシング 7との接触部の径方向長さが短いので、その変位量を大幅に小さくできる。また図 15 に明示するように、シール部材 44 において、その両平行部 56 は各ペーンスプリング 58 の弾発力によりロータチャンバ 14 の対向内端面 4

7 に密着し、特に両平行部 56 の端部とペーン 42 間を通しての環状溝 60 へのシール作用を行う。また半円弧状部 55 は、両弾性爪 57 がペーン本体 43 およびロータチャンバ 14 内の内周面 45 間で押圧されることによって、その内周面 45 に密着する。即ち、方形(長方形)ペーンに対し略U字板形のペーン 42 の方が変曲点を持たないので、密着が良好となる。方形ペーンは角部があり、シール性維持は困難となる。これによりペーン 42 およびロータチャンバ 14 間のシール性が良好となる。さらに熱膨張にともない、ペーン 42 とロータチャンバ 14 は変形する。このとき方形ペーンに対し略U字形のペーン 42 は、より均一に相似形を持って変形するため、ペーン 42 とロータチャンバ 14 とのクリアランスのバラツキが少なく、シール性も良好に維持可能となる。

【0064】図 15 および図 16において、出力軸 23 の大径部 24 は第2半体 9 の軸受メタル 25 に支持された厚肉部分 62 と、その厚肉部分 62 から延びて第1半体 8 の軸受メタル 25 に支持された薄肉部分 63 とを有する。その薄肉部分 63 内にセラミック(または金属)よりなる中空軸 64 が、出力軸 23 と一緒に回転し得るように嵌着される。その中空軸 64 の内側に固定軸 65 が配置され、その固定軸 65 は、ロータ 31 の軸線方向厚さ内に収まるように中空軸 64 に嵌合された大径中実部 66 と、出力軸 23 の厚肉部分 62 に存する孔部 67 に2つのシールリング 68 を介して嵌合された小径中実部 69 と、大径中実部 66 から延びて中空軸 64 内に嵌合された薄肉の中空部 70 とよりなる。その中空部 70 の端部外周面と第1半体 8 の中空軸受筒 21 内周面との間にシールリング 71 が介在される。シェル形部材 15 の主体 16 において、その中心部内面に、出力軸 23 と同軸上に在る中空筒体 72 の端壁 73 がシールリング 74 を介して取付けられる。その端壁 73 の外周部から内方へ延びる短い外筒部 75 の内端側は第1半体 8 の中空軸受筒 21 に連結筒 76 を介して連結される。端壁 73 に、それを貫通するように小径で、且つ長い内管部 77 が設けられ、その内管部 77 の内端側は、そこから突出する短い中空接続管 78 と共に固定軸 65 の大径中実部 66 に存する段付孔 h に嵌着される。内管部 77 の外端部分はシェル形部材 15 の孔部 79 から外方へ突出し、その外端部分から内管部 77 内に挿通された第1の高温高圧蒸気用導入管 80 の内端側が中空接続管 78 内に嵌着される。内管部 77 の外端部分にはキャップ部材 81 が螺着され、そのキャップ部材 81 によって、導入管 80 を保持するホルダ筒 82 のフランジ 83 が内管部 77 の外端面にシールリング 84 を介して圧着される。

【0065】図 15～図 17 および図 24 に示すように、固定軸 65 の大径中実部 66 に、第1～第12ペニピストンユニット U1～U12 のシリング部材 39 に、中空軸 64 やび出力軸 23 に一連に形成された複

数、この実施例では12個の通孔cを介して高温高圧蒸気を供給し、またシリンダ部材39から膨張後の第1の降温降圧蒸気を通孔cを介して排出する回転バルブVが次のように設けられている。

【0066】図24には膨張機4の各シリンダ部材39に所定のタイミングで蒸気を供給・排出する回転バルブVの構造が示される。大径中実部66において、中空接続管78に連通する空間85から互に反対方向に延びる第1、第2孔部86, 87が形成され、第1、第2孔部86, 87は大径中実部66の外周面に開口する第1、第2凹部88, 89の底面に開口する。第1、第2凹部88, 89に、供給口90, 91を有するカーボン製第1、第2シールブロック92, 93が装着され、それらの外周面は中空軸64内周面に摺擦する。第1、第2孔部86, 87内には同軸上に在る短い第1、第2供給管94, 95が遊撃され、第1、第2供給管94, 95の先端側外周面に嵌合した第1、第2シール筒96, 97のテーパ外周面i, jが第1、第2シールブロック92, 93の供給口90, 91よりも内側に在ってそれに連なるテーパ孔k, m内周面に嵌合する。また大径中実部66に、第1、第2供給管94, 95を囲繞する第1、第2環状凹部n, oと、それに隣接する第1、第2盲孔状凹部p, qとが第1、第2シールブロック92, 93に臨むように形成され、第1、第2環状凹部n, oには一端側を第1、第2シール筒96, 97外周面に嵌着した第1、第2ベローズ状弾性体98, 99が、また第1、第2盲孔状凹部p, qには第1、第2コイルスプリング100, 101がそれぞれ収められ、第1、第2ベローズ状弾性体98, 99および第1、第2コイルスプリング100, 101の弾发力で第1、第2シールブロック92, 93を中空軸64内周面に押圧する。

【0067】また大径中実部66において、第1コイルスプリング100および第2ベローズ状弾性体99間ならび第2コイルスプリング101および第1ベローズ状弾性体98間に、常時2つの通孔cに連通する第1、第2凹状排出部102, 103と、それら排出部102, 103から導入管80と平行に延びて固定軸65の中空部r内に開口する第1、第2排出孔104, 105とが形成されている。

【0068】これら第1シールブロック92と第2シールブロック93といったように、同種部材であって、「第1」の文字を付されたものと「第2」の文字を付されたものとは、固定軸65の軸線に関して点対称の関係にある。

【0069】固定軸65の中空部r内および中空筒体72の外筒部75内は第1の降温降圧蒸気の通路sであり、その通路sは、外筒部75の周壁を貫通する複数の通孔tを介して中継チャンバ20に連通する。

【0070】以上のように回転バルブVを膨張機4の中心に配置し、回転バルブVの中心に配置した固定軸65

の内部を通して供給した高温高圧蒸気をロータ31の回転に伴って各シリンダ部材39に配分しているので、通常のピストン機構に使用される吸排気バルブが不要になって構造が簡略化される。また回転バルブVは固定軸65と中空軸64とが周速が小さい小径部で相互に摺動するため、シール性および耐摩耗性を両立させることができる。

【0071】図15および図18に示すように、第1半体8の主体11外周部において、ロータチャンバ14の短径の両端部近傍に、半径方向に並ぶ複数の導入孔106よりなる第1、第2導入孔群107, 108が形成され、中継チャンバ20内の第1の降温降圧蒸気がそれら導入孔群107, 108を経てロータチャンバ14内に導入される。また第2半体9の主体11外周部において、ロータチャンバ14の長径の一端部と第2導入孔群108との間に、半径方向および周方向に並ぶ複数の導出孔109よりなる第1導出孔群110が形成され、また長径の他端部と第1導入孔群107との間に、半径方向および周方向に並ぶ複数の導出孔109よりなる第2導出孔群111が形成される。これら第1、第2導出孔群110, 111からは、相隣る両ペーン42間での膨張により、さらに温度および圧力が降下した第2の降温降圧蒸気が外部に排出される。

【0072】出力軸23等は水により潤滑されるようになっており、その潤滑水路は次のように構成される。即ち、図15および図16に示すように第2半体9の中空軸受筒22に形成された給水孔112に給水管113が接続される。給水孔112は、第2半体9側の軸受メタル25が臨むハウジング114に、またそのハウジング114は出力軸23の厚肉部分62に形成された通水孔uに、さらにその通水孔uは中空軸64の外周面母線方向に延びる複数の通水溝v(図24も参照)に、さらにまた各通水溝vは第2半体8側の軸受メタル25が臨むハウジング115にそれぞれ連通する。また出力軸23の厚肉部分62内端面に、通水孔uと、中空軸64および固定軸65の大径中実部66間の摺動部分とを連通する環状凹部wが設けられている。

【0073】これにより、各軸受メタル25および出力軸23間ならびに中空軸64および固定軸65間が水により潤滑され、また両軸受メタル25および出力軸23間の間隙からロータチャンバ14内に進入した水によって、ケーシング7と、シール部材44および各ローラ59との間の潤滑が行われる。

【0074】図17において、ロータ31の回転軸線Lに関して点対称の関係にある第1および第7ペーンピストンユニットU1, U7は同様の動作を行う。これは、点対称の関係にある第2、第8ペーンピストンユニットU2, U8等についても同じである。

【0075】例えば、図24も参照して、第1供給管94の軸線がロータチャンバ14の短径位置Eよりも図1

7において反時計方向側に僅かずれており、また第1ペーンピストンユニットU1が前記短径位置Eに在って、その大径シリンダ孔fには高温高圧蒸気は供給されておらず、したがってピストン41およびペーン42は後退位置に在るとする。

【0076】この状態からロータ31を僅かに、図17反時計方向に回転させると、第1シールブロック92の供給口90と通孔cとが連通して導入管80からの高温高圧蒸気が小径孔bを通じて大径シリンダ孔fに導入される。これによりピストン41が前進し、その前進運動はペーン42がロータチャンバ14の長径位置F側へ摺動することによって、ペーン42を介して該ペーン42と一体のローラ59と環状溝60との係合によりロータ31の回転運動に変換される。通孔cが供給口90からずれると、高温高圧蒸気は大径シリンダ孔f内で膨張してピストン41をなおも前進させ、これによりロータ31の回転が続行される。この高温高圧蒸気の膨張は第1ペーンピストンユニットU1がロータチャンバ14の長径位置Fに至ると終了する。その後は、ロータ31の回転に伴い大径シリンダ孔f内の第1の降温降圧蒸気は、ペーン42によりピストン41が後退させられることによって、小径孔b、通孔c、第1凹状排出部102、第1排出孔104、通路s(図16参照)および各通孔tを経て中継チャンバ20に排出され、次いで図15および図18に示すように、第1導入孔群107を通じてロータチャンバ14内に導入され、相隣る両ペーン42間でさらに膨張してロータ31を回転させ、その後第2の降温降圧蒸気が第1導出孔群110より外部に排出される。

【0077】このように、高温高圧蒸気の膨張によりピストン41を作動させてペーン42を介しロータ31を回転させ、また高温高圧蒸気の圧力降下による降温降圧蒸気の膨張によりペーン42を介しロータ31を回転させることによって出力軸23より出力が得られる。

【0078】尚、実施例以外にも、ピストン41の前進運動をロータ31の回転運動に変換する構成として、ペーン42を介さず、ピストン41の前進運動を直接ローラ59で受け、環状溝60との係合で回転運動に変換することもできる。またペーン42もローラ59と環状溝60との協働により、前述の如くロータチャンバ14の内周面45および対向内端面47から略一定間隔で常時離間していればよく、ピストン41とローラ59、およびペーン42とローラ59との各々が格別に環状溝60と協働しても良い。

【0079】前記膨張機4を圧縮機として使用する場合には、出力軸23によりロータ31を図17時計方向に回転させて、ペーン42により、流体としての外気を第1、第2導出孔群110、111からロータチャンバ14内に吸込み、このようにして得られた低圧縮空気を第1、第2導入孔群107、108から中継チャンバ2

0、各通孔t、通路s、第1、第2排出孔104、105、第1、第2凹状排出部102、103、通孔cを経て大径シリンダ孔fに供給し、またペーン42によりピストン41を作動させて低圧空気を高圧空気に変換し、その高圧空気を通孔c、供給口90、91、および第1、第2供給管94、95を経て導入管80に導入するものである。

【0080】前記各種構成要素を用いて、図18から明らかなようにペーン式流体機械、例えばペーンポンプ、10ペーンモータ、送風機、ペーン圧縮機等を構成することが可能である。即ち、そのペーン式流体機械は、ロータチャンバ14を有するケーシング7と、そのロータチャンバ14内に収容されたロータ31と、ロータ31に、その回転軸線L回りに放射状に配置されて放射方向に往復動自在である複数のペーン42とを備え、ロータ31の回転軸線Lを含む仮想平面Aにおけるロータチャンバ14の断面Bは、直徑gを相互に対向させた一対の半円形断面部B1と、両直徑gの一方の対向端相互および他方の対向端相互をそれぞれ結んで形成される四角形断面部B2とによりなり、各ペーン42はペーン本体43と、そのペーン本体43に装着されてロータチャンバ14にばね力、遠心力および蒸気力を以て押圧されるシール部材44とによりなり、そのシール部材44は、ロータチャンバ14の半円形断面部B1による内周面45を摺動する半円弧状部55と、四角形断面部B2による対向内端面47をそれぞれ摺動する一対の平行部56とを有する。この場合、各ペーン本体43は、シール部材44の両平行部56に対応する一対の平行部48を有し、各ペーン本体43の先端面をロータチャンバ14の内周面45から常時離間すべく、両平行部48に設けられたローラ59を、ケーシング7の対向内端面47に形成された両環状溝60にそれぞれ転動自在に係合させる。

【0081】従って、ペーン本体43とロータチャンバ14の内周面との間のシール作用は、シール部材44自体のばね力と、シール部材44自体に作用する遠心力と、高圧側のロータチャンバ14からペーン本体43のU字溝52に浸入した蒸気がシール部材44を押し上げる蒸気圧とにより発生する。このように、前記シール作用は、ロータ31の回転数に応じてペーン本体43に作用する過度の遠心力の影響を受けないので、シール面圧はペーン本体43に加わる遠心力に依存せず、常に良好なシール性と低フリクション性とを両立させることができる。

【0082】ところで特開昭59-41602号公報には二重マルチペーン型回転機械が記載されている。このものは、梢円形の外側カムリングと梢円形の内側カムリングとの間に円形のペーン支持リングを配置し、このペーン支持リングに半径方向に摺動自在に支持した複数のペーンの外端および内端を、それぞれ外側のカムリング50の内周面および内側のカムリングの外周面に当接させた

ものである。従って、外側カムリングおよび内側カムリングに対してペーン支持リングが相対回転すると、外側カムリングおよびペーン支持リング間でペーンにより区画された複数の作動室の容積が拡大・縮小して膨張機あるいは圧縮機として機能し、また内側カムリングおよびペーン支持リング間でペーンにより区画された複数の作動室の容積が拡大・縮小して膨張機あるいは圧縮機として機能するようになっている。

【0083】この二重マルチペーン型回転機械では、外側および内側の回転機械をそれぞれ独立した膨張機として使用したり、外側および内側の回転機械をそれぞれ独立した圧縮機として使用したり、外側および内側の回転機械の一方および他方をそれぞれ膨張機および圧縮機として使用したりすることができる。

【0084】また特開昭60-206990号公報には膨張機あるいは圧縮機として使用可能なペーン型回転機械が記載されている。このものは、同心に配置した円形の外側カムリングと円形の内側カムリングとの間に円形の中間シリンダを偏心させて配置し、この中間シリンダに半径方向に摺動自在に支持した複数のペーンの外端および内端を、それぞれ外側のカムリングの内周面および内側のカムリングの外周面に当接させたものである。従って、外側カムリングおよび内側カムリングに対して中間シリンダが相対回転すると、外側カムリングおよびペーン支持リング間でペーンにより区画された複数の作動室の容積が拡大・縮小して膨張機あるいは圧縮機として機能し、また内側カムリングおよびペーン支持リング間でペーンにより区画された複数の作動室の容積が拡大・縮小して膨張機あるいは圧縮機として機能するようになっている。

【0085】このペーン型回転機械では、外側および内側の回転機械をそれぞれ独立した膨張機として使用したり、外側および内側の回転機械をそれぞれ独立した圧縮機として使用したりできるほか、外側および内側の回転機械の一方を通過した作動流体を他方を通過させることにより、外側および内側の回転機械を直列に接続して2段膨張機あるいは2段圧縮機として作動させることができる。

【0086】また特開昭57-16293号公報にはペーン型のロータリコンプレッサが記載されている。このものは、非円形のカムリングの内部に円形のロータを回転自在に配置し、このロータに放射状に支持した複数のペーンの先端がカムリングの内周面に沿って移動するよう、各ペーンの中間に設けたローラをケーシングに設けたローラ軌道に係合させてガイドするようになっている。

【0087】また特開昭64-29676号公報にはラジアルプランジャポンプが記載されている。このものは、円形のカムリングの内部に偏心して配置したロータに複数のシリンダを放射状に形成し、これらシリンダに

摺動自在に嵌合するプランジャの先端をカムリングに内周面に当接させて往復動させることによりポンプとして作動させるようになっている。

【0088】また特開昭58-48076号公報にはペーン型の膨張機を備えたランキンサイクル装置が記載されている。このものは、ガスバーナを熱源とする蒸発器で発生した高温高圧蒸気のエネルギーをペーン型の膨張機を介して機械エネルギーに変換し、その結果として発生した低温降圧蒸気を凝縮器で復水した後に供給ポンプで再度蒸発器に戻すようになっている。

【0089】ところで、前記特開昭59-41602号公報、特開昭60-206990号公報に開示されたものは半径方向の内外に配置された複数のペーン型回転機械を備えているが、ペーン型回転機械は圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の作動流体を処理できる反面、ペーンの摺動部からの作動流体のリーク量が大きいために高効率化が難しいという問題がある。

【0090】また前記特開昭64-29676号公報に開示されたラジアルプランジャポンプは、シリンダに摺動自在に嵌合するピストンで作動流体の圧縮を行うために作動流体のシール性が高く、高圧の作動流体を用いてもリークによる効率低下を最小限に抑えることができる反面、ピストンの往復運動を回転運動に変換するクランク機構や斜板機構が必要になって構造が複雑化するという問題がある。

【0091】従って、回転式流体機械においてピストン式のものが持つ利点とペーン式のものが持つ利点とを併せ持たせることが望ましい。

【0092】そこで、以上説明した膨張機4では、シリンダ部材39およびピストン41から構成される第1エネルギー変換手段と、ペーン42から構成される第2エネルギー変換手段とが共通のロータ31に設けられており、直列に接続された第1、第2エネルギー変換手段の協働により高温高圧蒸気のエネルギーを機械エネルギーとして出力軸23に取り出すようになっている。従って、第1エネルギー変換手段が出力する機械エネルギーと第2エネルギー変換手段が出力する機械エネルギーとをロータ31を介して自動的に統合することができ、ギヤ等の動力伝達手段を有する特別のエネルギー統合手段が不要となる。

【0093】第1エネルギー変換手段は作動流体のシールが容易でリークが発生し難いシリンダ39およびピストン41の組み合わせからなるため、高温高圧蒸気のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができる。一方、第2エネルギー変換手段はロータ31に放射方向移動自在に支持したペーン42からなるため、ペーン42に加わる蒸気圧が直接ロータ31の回転運動に変換され、往復運動を回転運動に変換するための特別の変換機構が不要になって構造が簡略化される。

21

しかも低圧で大流量の蒸気を効果的に機械エネルギーに変換し得る第2エネルギー変換手段を第1エネルギー変換手段の外周を囲むように配置したので、膨張機4全体の寸法をコンパクト化することができる。

【0094】シリンダ39およびピストン41よりなる第1エネルギー変換手段は高温高圧蒸気を作動流体とした場合に圧力エネルギーおよび機械エネルギー間の変換効率が高く、またペーン42よりなる第2エネルギー変換手段は比較的に低温低圧の蒸気を作動流体とした場合でも圧力エネルギーおよび機械エネルギー間の変換効率が高いという特性を有している。従って、第1、第2エネルギー変換手段を直列に接続し、先ず高温高圧蒸気を第1エネルギー変換手段を通過させて機械エネルギーに変換し、その結果として圧力の低下した第1の降温降圧蒸気を第2エネルギー変換手段を通過させて再度機械エネルギーに変換することにより、当初の高温高圧蒸気に含まれるエネルギーを余すところ無く効率に機械エネルギーに変換することができる。

【0095】尚、本実施例の膨張機4を圧縮機として使用する場合でも、外部からの機械エネルギーでロータ31を回転させてロータチャンバ14に吸入した空気を、比較的に低温低圧の作動流体でも有効に作動する第2エネルギー変換手段で圧縮して昇温させ、その圧縮・昇温した空気を、比較的に高温高圧の作動流体により有効に作動する第1エネルギー変換手段で更に圧縮して昇温させることにより、機械エネルギーを圧縮空気の圧力エネルギー（熱エネルギー）に効率的に変換することができる。而して、シリンダ39およびピストン41よりなる第1エネルギー変換手段とペーン42よりなる第2エネルギー変換手段とを組み合わせたことにより、両者の特長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0096】またロータ31の回転軸線L（つまり出力軸23の回転軸線L）がロータチャンバ14の中心に一致しており、かつ図17および図18でロータ31を上下左右に90°ずつ4分割したとき、回転軸線Lに対して点対称な右上の四半部と左下の四半部とで圧力エネルギーから機械エネルギーへの変換が行われるため、ロータ31に偏荷重が加わるのを防止して振動の発生を抑えることができる。即ち、作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する部分、あるいは機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換する部分が、ロータ31の回転軸線Lを中心として180°ずれた2箇所に配置されるので、ロータ31に加わる荷重が偶力となつてスムーズな回転が可能になり、しかも吸気タイミングおよび排気タイミングの効率化を図ることができる。

【0097】即ち、少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する

22

ことにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張機として機能することができる、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮機として機能することができる回転式流体機械において、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射方向に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成されるようにする。

【0098】上記第1の構成によれば、第1エネルギー変換手段を、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成したので、高圧の作動流体のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができる。また第2エネルギー変換手段を、ロータに放射方向移動自在に支持されてロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成したので、圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の作動流体を処理できる。このように、ピストンおよびシリンダを持つ第1エネルギー変換手段とペーンを持つ第2エネルギー変換手段とを組み合わせたことにより、両者の特長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0099】また上記第1の構成に加えて、前記第1エネルギー変換手段は、ピストンの往復運動と回転軸の回転運動とを相互に変換すると共に、前記第2エネルギー変換手段は、ペーンの円周方向の移動と前記回転軸の回転運動とを相互に変換するようとする。

【0100】上記第2の構成によれば、第1エネルギー変換手段はピストンの往復運動と回転軸の回転運動とを相互に変換し、第2エネルギー変換手段はペーンの円周方向の移動と前記回転軸の回転運動とを相互に変換するので、回転軸からの外力の入力により第1、第2エネルギー変換手段で流体を圧縮し、また高圧流体の供給により第1、第2エネルギー変換手段で回転軸を駆動することができる。これにより第1、第2エネルギー変換手段で機械エネルギーを統合して出力し、あるいは第1、第2エネルギー変換手段で作動流体の圧力エネルギーを統合して出力することができる。

【0101】また上記第2の構成に加えて、前記回転軸はロータを支持するようとする。

【0102】上記第3の構成によれば、回転軸にロータを支持したので、ロータに設けたピストンおよびシリンダ、あるいはペーンにより発生した機械エネルギーを効

率的に回転軸に出力することができ、また回転軸に機械エネルギーを入力するだけで、該回転軸に支持したロータに設けたピストンおよびシリンダ、あるいはペーンにより作動流体を効率的に圧縮することができる。

【0103】また上記第1の構成に加えて、て膨張機として機能するときは前記第1エネルギー変換手段を通過した作動流体の全量が前記第2エネルギー変換手段を通過し、圧縮機として機能するときは前記第2エネルギー変換手段を通過した作動流体の全量が前記第1エネルギー変換手段を通過するようにする。

【0104】上記第4の構成によれば、第1、第2エネルギー変換手段を直列に接続し、膨張機として機能するときは、先ず高圧の作動流体を第1エネルギー変換手段を通過させて圧力エネルギーの一部を機械エネルギーに変換し、その結果として圧力の低下した作動流体を更に第2エネルギー変換手段を通過させて圧力エネルギーの残部を機械エネルギーに変換することにより、作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに効率的に変換することができる。逆に、圧縮機として機能するときは、機械エネルギーで回転軸を回転させて作動流体を第2エネルギー変換手段で圧縮し、その圧縮された作動流体を第1エネルギー変換手段で更に圧縮することにより、機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに効率的に変換することができる。

【0105】また上記第1の構成に加えて、膨張機として機能するときはロータの位相が 180° ずれた2個所で作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換し、圧縮機として機能するときはロータの位相が 180° ずれた2個所で機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換するようにする。

【0106】上記第5の構成によれば、作動流体の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する部分、あるいは機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換する部分がロータの位相が 180° ずれた2個所に配置されるので、ロータに加わる荷重が偶力となって該ロータのスムーズな回転が可能になり、しかも吸気タイミングおよび排気タイミングの効率化を図ることができる。

【0107】また前記特開昭59-41602号公報、特開昭60-206990号公報に開示されたものは高圧流体の圧力でペーンを円周方向に押圧してロータを回転駆動し、あるいはロータを外力で回転駆動してペーンで流体を圧縮するようになっているが、ペーン以外にロータに放射状に設けたシリンダに摺動自在に嵌合するピストンを備え、ペーンと連動してシリンダ内を往復運動するピストンで機械エネルギーと作動流体の圧力エネルギーとの変換を行うものでは、ピストンの往復運動をロータの回転運動に変換する機構（例えば、クランク機構や斜板機構）が必要になり、装置全体の構造が複雑になつて大型化や大重量化の原因となる問題がある。

【0108】また前記特開昭57-16293号公報に

開示されたものは各ペーンの中間に設けたローラをケーシングに設けたローラ軌道に係合させてガイドするようになっているが、前記ペーンは円周方向の荷重を発生するだけで半径方向の荷重を発生するものではないため、ローラおよびローラ軌道の係合は機械エネルギーと作動流体の圧力エネルギーとの変換には寄与していない。

【0109】また前記特開昭64-29676号公報に開示されたものはラジアルプランジャポンプであり、円形のカムリングの内部に偏心してロータが配置されているために、回転軸に偏荷重が加わって振動が発生する要因となる問題がある。

【0110】従って、ロータに設けられて一体に移動するピストンおよびペーンを備えた回転式流体機械において、機械エネルギーと作動流体の圧力エネルギーとの変換を簡単な構造でスムーズに行うと共に、ペーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を的確に管理することが望ましい。

【0111】そこで、以上説明した膨張機4では、シリンダ部材39およびピストン41から構成される第1エネルギー変換手段と、ペーン42から構成される第2エネルギー変換手段とが共通のロータ31に設けられており、第1、第2エネルギー変換手段の協働により高温高圧蒸気のエネルギーを機械エネルギーとして出力軸23に取り出すようになっている。シリンダ部材39およびピストン41から構成される第1エネルギー変換手段は、ピストン41により放射方向に往復運動するペーンピストンユニットU1～U12に設けたローラ59が、第1、第2半体8、9に設けた略楕円形の環状溝60に転動可能に係合している。従って、ピストン41の往復運動、つまりペーンピストンユニットU1～U12の往復運動はローラ59および環状溝60を介してロータ31の回転運動に変換される。このようにローラ59および環状溝60を用いたことにより、往復運動を回転運動に変換するための複雑で大型なクランク機構や斜板機構が不要になり、膨張機4の構造を簡略化してコンパクト化を図るとともに、フリクションによるエネルギー損失を最小限に抑えることができる。

【0112】またペーン42から構成される第2エネルギー変換手段は、第1エネルギー変換手段で降温降圧した第1の降温降圧蒸気の圧力を受けてロータ31を回転させる極めてシンプルな構造でありながら、大流量の蒸気を効率的に処理することができる。そして高温高圧蒸気で作動する第1エネルギー変換手段が outputする機械エネルギーと、第1の降温降圧蒸気で作動する第2エネルギー変換手段が outputする機械エネルギーとを統合して出力することにより、当初の高温高圧蒸気のエネルギーを余すところなく利用して膨張機4のエネルギー変換効率を高めることができる。

【0113】またペーンピストンユニットU1～U12がロータ31に対して放射方向に往復運動する際に、ペ

ーンピストンユニットU1～U12に設けたローラ59を環状溝60で案内することにより、ペーン42の外周面とロータチャンバ14の内周面との間の間隙を一定に確保することが可能となる。しかもペーン本体43とロータチャンバ14の内周面との間のシール作用は、シール部材44自体のばね力と、シール部材44自体に作用する遠心力と、高圧側のロータチャンバ14からペーン本体43のU字溝52に浸入した蒸気がシール部材44を押し上げる蒸気圧とにより発生するので、前記シール作用はロータ31の回転数に応じてペーン本体43に作用する過度の遠心力の影響を受けず、常に良好なシール性と低フリクション性とを両立させることができ、ペーン42およびロータチャンバ14間のペーン本体43の遠心力による過剰な面圧による異常摩耗の発生やフリクションロスの発生を防止すると共に、ペーン42およびロータ室14の間隙からの蒸気のリークの発生を最小限に抑えることができる。

【0114】またロータ31の回転軸線L(つまり出力軸23の回転軸線L)がロータチャンバ14の中心に一致しており、かつ図17および図18でロータ31を上下左右に90°ずつ4分割したとき、回転軸線Lに対して点対称な右上の四半部と左下の四半部とで圧力エネルギーから機械エネルギーへの変換が行われるため、ロータ31に偏荷重が加わるのを防止して振動の発生を抑えることができる。

【0115】即ち、少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張機として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮機として機能することが可能である回転式流体機械であって、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射方向に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成された回転式流体機械において、少なくともピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させることにより、ピストンの往復運動とロータの回転運動とを相互に変換するようとする。

【0116】上記第6の構成によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に

移動するピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラおよび環状溝よりなる簡単な構造で、膨張機として機能する場合にはピストンの往復運動をロータの回転運動に変換することができ、圧縮機として機能する場合にはロータの回転運動をピストンの往復運動に変換することができる。

【0117】また少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張機として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮機として機能することが可能である回転式流体機械であって、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射方向に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成された回転式流体機械において、少なくともペーンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させることにより、ペーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制するようとする。

【0118】上記第7の構成によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するペーンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラの移動軌跡を環状溝で案内することにより、ペーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制して異常摩耗の発生やリークの発生を防止することができる。

【0119】また、少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張機として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮機として機能することが可能である回転式流体機械であつ

て、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射方向に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成された回転式流体機械において、ペーンおよびピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させることにより、ピストンの往復運動とロータの回転運動とを相互に変換すると共に、ペーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制するようにする。

【0120】上記第8の構成によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するペーンおよびピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラおよび環状溝よりなる簡単な構造で、膨張機として機能する場合にはピストンの往復運動をロータの回転運動に変換することができ、圧縮機として機能する場合にはロータの回転運動をピストンの往復運動に変換することができる。しかもローラの移動軌跡を環状溝で案内することにより、ペーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制して異常摩耗の発生やリークの発生を防止することができる。

【0121】また上記第6～第8の何れかの構成に加えて、ロータの回転軸をロータチャンバの中心に一致させる。

【0122】上記第9の構成によれば、ロータの回転軸がロータチャンバの中心に一致しているので、ロータに偏荷重が加わるのを防止してロータの回転に伴う振動を防止することができる。

【0123】ところで、膨張機として機能するペーン型回転機械に供給された高温高圧蒸気は、その圧力エネルギー（熱エネルギー）がペーンで機械エネルギーに変換されるに伴って温度および圧力が低下する。一方、圧縮機として機能するペーン型回転機械では、機械エネルギーで駆動されるペーンで圧縮された作動流体の温度および圧力が次第に増加する。

【0124】従って、複数の回転機械を半径方向内外に配置した場合に、内側の回転機械に低圧の作動流体が供給され、外側の回転機械に高圧の作動流体が供給されると、高圧の作動流体がケーシングの外部にリークし易いために作動流体の圧力が無駄に消費されてしまう問題がある。また複数の回転機械を半径方向内外に配置した場合に、内側の回転機械に低温の作動流体が供給され、外側の回転機械に高温の作動流体が供給されると、作動流体の熱がケーシングの外部にリークし易いために熱効率が低下してしまう問題がある。

【0125】従って、少なくとも第1エネルギー変換手

段および第2エネルギー変換手段を半径方向内外に配置した回転式流体機械において、作動流体の熱および圧力のリークを最小限に抑えて回転式流体機械の効率を高めることが望ましい。

【0126】そこで、以上説明した膨張機4では、シリンダ部材39およびピストン41から構成される第1エネルギー変換手段がロータチャンバ14の中心側に配置されており、ペーン42から構成される第2エネルギー変換手段が前記第1エネルギー変換手段を囲むように半径方向外側に配置されている。従って、高温高圧蒸気が先ず中心側の第1エネルギー変換手段（シリンダ部材39およびピストン41）に供給され、そこで機械エネルギーに変換された後の第1の降温降圧蒸気が外周側の第2エネルギー変換手段（ペーン42）に供給されることになる。このように、第1、第2エネルギー変換手段を半径方向内外に配置した場合に、内側の第1エネルギー変換手段に高温高圧蒸気を供給し、外側の第2エネルギー変換手段に降温降圧蒸気を供給することにより、内側の第1エネルギー変換手段からリークした高温高圧蒸気の圧力や熱を外側の第2エネルギー変換手段で捕捉回収し、リークした高温高圧蒸気を無駄なく利用して膨張機4全体の効率を高めることができる。しかもロータチャンバ14の外周側に比較的に低圧かつ低温の第1の降温降圧蒸気が供給される第2エネルギー変換手段を配置したので、ロータチャンバ14から外部への作動流体のリークを防止するためのシールが容易になるだけでなく、ロータチャンバ14から外部への熱のリークを防止するための断熱も容易になる。

【0127】尚、本発明の回転式流体機械を圧縮機として使用する場合には、外側の第2エネルギー変換手段であるペーン42により第1段の圧縮を受けて圧縮された圧縮空気は圧力および温度が上昇し、その圧縮空気は内側の第1エネルギー変換手段であるシリンダ手段39およびピストン41で第2段の圧縮を受けて圧力および温度が更に上昇する。従って、回転式流体機械を圧縮機として使用した場合にも、内側の第1エネルギー変換手段からリークした高温高圧の圧縮空気の圧力や熱を外側の第2エネルギー変換手段で捕捉回収して圧縮機全体の効率を高めができるだけでなく、ロータチャンバ14から外部への圧縮空気のリークを防止するためのシールが容易になり、しかもロータチャンバ14から外部への熱のリークを防止するための断熱も容易になる。

【0128】即ち、少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張機として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネル

ギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮機として機能することが可能である回転式流体機械において、前記第1、第2エネルギー変換手段を備えたロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側に高圧の作動流体を配置し、前記ロータチャンバの外周側に低圧の作動流体を配置するようにする。

【0129】上記第10の構成によれば、ロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側および外周側にそれぞれ高圧の作動流体および低圧の作動流体を配置したので、ロータチャンバの中心側からリークした高圧の作動流体をロータチャンバの外周側の低圧の作動流体で捕捉回収し、リークした前記高圧の作動流体を無駄なく利用して回転式流体機械全体の効率を高めることができ、しかもロータチャンバから外部への作動流体のリークを防止するためのシールが容易になる。

【0130】また少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張機として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネルギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮機として機能することが可能である回転式流体機械において、前記第1、第2エネルギー変換手段を備えたロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側に高温の作動流体を配置し、前記ロータチャンバの外周側に低温の作動流体を配置するようにする。

【0131】上記第11の構成によれば、ロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側および外周側にそれぞれ高温の作動流体および低温の作動流体を配置したので、ロータチャンバの中心側からリークした高温の作動流体をロータチャンバの外周側の低温の作動流体で捕捉回収し、リークした前記高温の作動流体を無駄なく利用して回転式流体機械全体の効率を高めることができ、しかもロータチャンバから外部への熱のリークを防止するための断熱が容易になる。

【0132】また少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを有する作動流体を第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記圧力エネルギーを機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力する膨張機として機能することが可能であり、かつ機械エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して前記機械エネル

ギーを作動流体の圧力エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した作動流体の圧力エネルギーを統合して出力する圧縮機として機能することが可能である回転式流体機械において、前記第1、第2エネルギー変換手段を備えたロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側に高圧かつ高温の作動流体を配置し、前記ロータチャンバの外周側に低圧かつ低温の作動流体を配置するようとする。

【0133】上記第12の構成によれば、ロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側および外周側にそれぞれ高圧かつ高温の作動流体および低圧かつ低温の作動流体を配置したので、ロータチャンバの中心側からリークした高圧かつ高温の作動流体をロータチャンバの外周側の低圧かつ低温の作動流体で捕捉回収し、リークした前記高圧かつ高温の作動流体を無駄なく利用して回転式流体機械全体の効率を高めることができる。しかもロータチャンバの外周側に低圧かつ低温の作動流体を配置したので、ロータチャンバから外部への作動流体のリークを防止するためのシールが容易になると共に、ロータチャンバから外部への熱のリークを防止するための断熱が容易になる。

【0134】また前記第10～第12のいずれかの構成に加えて、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射方向に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成されるようする。

【0135】上記第13の構成によれば、第1エネルギー変換手段を、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成したので、高圧の作動流体のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができ、また第2エネルギー変換手段を、ロータに放射方向移動自在に支持されてロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成したので、圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の作動流体を処理できる。このように、ピストンおよびシリンダを持つ第1エネルギー変換手段とペーンを持つ第2エネルギー変換手段とを組み合わせたことにより、両者の特長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0136】ところで、前記特開昭58-48076号公報に開示されたものは、膨張機として単純なペーンモータを用いているため、蒸発器で発生した高温高压蒸気のエネルギーを膨張機で効率良く機械エネルギーに変換することが難しいという問題があった。

【0137】従って、ランキンサイクル装置の膨張機の

効率を高め、高温高圧蒸気のエネルギーを効率的に機械エネルギーに変換することが望ましい。

【0138】そこで、以上説明した本実施例では、内燃機関1の排気ガスの熱エネルギーで水を加熱して高温高圧蒸気を発生する蒸発器3と、蒸発器3から供給された高温高圧蒸気を一定トルクの軸出力に変換する膨張機4と、膨張機4が排出した降温降圧蒸気を液化する凝縮器5と、凝縮器5で液化された水を蒸発器3に供給する供給ポンプ6とから構成されるランキンサイクルにおいて、その膨張機4として容積型のものを採用している。この容積型の膨張機4は、ターピンのような非容積型の膨張機に比べて、低速から高速までの広い回転数領域において高い効率でエネルギー回収を行うことが可能であるばかりか、内燃機関1の回転数の増減に伴う排気ガスの熱エネルギーの変化（排気ガスの温度変化や流量変化）に対する追従性や応答性にも優れている。しかも膨張機4を、シリンダ部材39およびピストン41から構成される第1エネルギー変換手段と、ベーン42から構成される第2エネルギー変換手段とを直列に接続して半径方向内外に配置した二重膨張型としたので、膨張機4を小型軽量化してスペース効率の向上を図りながらランキンサイクルによる熱エネルギーの回収効率を更に向上させることができる。

【0139】即ち、原動機の廃熱で水を加熱して発生した高温高圧蒸気の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換し、その結果発生した降温降圧蒸気を復水して再度前記廃熱で加熱するランキンサイクル装置に設けられ、圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する容積型の膨張機よりなる回転式流体機械において、前記膨張機は少なくとも第1エネルギー変換手段および第2エネルギー変換手段を備え、圧力エネルギーを第1、第2エネルギー変換手段に入力して機械エネルギーに変換することにより、第1、第2エネルギー変換手段がそれぞれ発生した機械エネルギーを統合して出力するようにする。

【0140】上記第14の構成によれば、原動機の廃熱で水を加熱して発生した高温高圧蒸気の圧力エネルギーを機械エネルギーに変換し、その結果発生した降温降圧蒸気を液化して再度前記廃熱で加熱するランキンサイクル装置において、圧力エネルギーを機械エネルギーに変換する膨張機を容積型のもので構成したので、ターピンのような非容積型の膨張機に比べて、低速から高速までの広い回転数領域において高い効率でエネルギー回収を行い、ランキンサイクルによる熱エネルギーの回収効率を更に向上させることが可能となり、しかも原動機の回転数の増減に伴う廃熱のエネルギーの変化に対する追従性や応答性にも優れている。更に前記容積型の膨張機は第1エネルギー変換手段の出力および第2エネルギー変換手段の出力を統合して出力するので、高温高圧蒸気の圧力エネルギーを無駄なく機械エネルギーに変換できるだけでなく、膨張機を小型軽量化してスペース効率の向

上を図ることができる。

【0141】また上記第14の構成に加えて、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収納されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射状に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するベーンから構成されるようとする。

【0142】上記第15の構成によれば、第1エネルギー変換手段を、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンダと、このシリンダ内を摺動するピストンとから構成したので、高圧の蒸気のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができる。また第2エネルギー変換手段を、ロータに放射方向移動自在に支持されてロータチャンバの内周面に摺接するベーンから構成したので、圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の蒸気を処理できる。このように、ピストンおよびシリンダを持つ第1エネルギー変換手段とベーンを持つ第2エネルギー変換手段とを組み合わせたことにより、両者の特長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0143】また上記第15の構成に加えて、ベーンおよびピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させることにより、ピストンの往復運動とロータの回転運動とを相互に変換すると共に、ベーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制するようする。

【0144】上記第16の構成によれば、ロータチャンバの内部で回転する少なくともロータに対して放射方向に移動するベーンおよびピストンに連動するローラを設け、このローラをロータチャンバを区画するケーシングに形成した非円形の環状溝に係合させたので、ローラおよび環状溝よりなる簡単な構造で、ピストンの往復運動をロータの回転運動に変換することができ、しかもローラの移動軌跡を環状溝で案内することにより、ベーンの外周面とロータチャンバの内周面との間隙を規制して異常摩耗の発生やリークの発生を防止することができる。

【0145】また上記第14の構成に加えて、前記第1、第2エネルギー変換手段を備えたロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側に高温高圧蒸気を配置し、前記ロータチャンバの外周側に降温降圧蒸気を配置するようする。

【0146】上記第17の構成によれば、ロータを回転自在に収納するロータチャンバの中心側および外周側にそれぞれ高温高圧蒸気および降温降圧蒸気を配置したので、ロータチャンバの中心側からリークした高温高圧蒸気をロータチャンバの外周側の降温降圧蒸気で捕捉回収

し、リークした前記高温高圧蒸気を無駄なく利用して回転式流体機械全体の効率を高めることができる。しかもロータチャンバの外周側に降温降圧蒸気を配置したので、ロータチャンバから外部への蒸気のリークを防止するためのシールが容易になると共に、ロータチャンバから外部への熱のリークを防止するための断熱が容易になる。

【0147】また上記第17の構成に加えて、前記第1エネルギー変換手段は、ロータチャンバの内部に回転自在に収納されたロータに放射状に形成されたシリンドラと、このシリンドラ内を摺動するピストンとから構成され、前記第2エネルギー変換手段は、ロータから放射状に出没し、その外周面がロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成されるようにする。

【0148】上記第18の構成によれば、第1エネルギー変換手段を、ロータチャンバの内部に回転自在に収容されたロータに放射状に形成されたシリンドラと、このシリンドラ内を摺動するピストンとから構成したので、高圧の蒸気のシール性を高めてリークによる効率低下を最小限に抑えることができる。また第2エネルギー変換手段を、ロータに放射方向移動自在に支持されてロータチャンバの内周面に摺接するペーンから構成したので、圧力エネルギーおよび機械エネルギーの変換機構の構造が簡単であり、コンパクトな構造でありながら大流量の蒸気を処理できる。このように、ピストンおよびシリンドラを持つ第1エネルギー変換手段とペーンを持つ第2エネルギー変換手段とを組み合わせることにより、両者の特長を兼ね備えた高性能な回転式流体機械を得ることができる。

【0149】以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明は前記実施例に限定されるものでなく、種々の設計変更を行うことが可能である。

【0150】例えば、実施例では作動媒体として水を例示したが、水以外の作動媒体を使用することも可能である。

【0151】また実施例では自動車の走行用の駆動装置を例示したが、ポンプ、ファン等の補機類の如く、本発明は他の任意の用途の駆動装置に適用することができる。

【0152】また実施例では膨張機4により駆動される被駆動部として発電・電動機124および変速機143を例示したが、本発明の被駆動部はそれらに限定されるものではない。

【0153】また実施例の膨張機4では、先ず第1エネルギー変換手段であるシリンドラ部材39およびピストン41に高温高圧蒸気を供給した後に、それが降温降圧した第1の降温降圧蒸気を第2エネルギー変換手段であるペーン42に供給しているが、例えば、図15で示す第1エネルギー変換手段からの第1の降温降圧蒸気を排出する通孔tと、中継チャンバ20とを連通または非連通

とし、更に中継チャンバ20にシェル型部材16を介して第2エネルギー変換手段に独立して蒸気を個別に供給可能とする手段を構成することにより、第1、第2エネルギー変換手段にそれぞれ温度および圧力の異なる蒸気を個別に供給しても良い。

【0154】また第1、第2エネルギー変換手段のそれぞれ温度および圧力の異なる蒸気を個別に供給すると共に、第1エネルギー変換手段を通過して降温降圧した蒸気を更に第2エネルギー変換手段に供給しても良い。

【0155】また実施例はペーンピストンユニットU1～U12のペーン本体43にローラ59を設けているが、ペーンピストンユニットU1～U12の他の部分、例えばピストン41にローラ59を設けても良い。

【0156】

【発明の効果】以上のように請求項1に記載された発明によれば、原動機の廃熱を熱源とするランキンサイクルの膨張機は、その出力が原動機の出力に対して時間遅れを持ち、かつ原動機の出力の変化に対して一定のトルクで回転速度が変化するという出力特性を有するが、膨張機および被駆動部間に配置された動力伝達装置が膨張機の前記出力特性に応じて被駆動部を駆動することにより、膨張機の出力を有効に利用することができる。

【0157】また請求項2に記載された発明によれば、動力伝達装置は膨張機の出力特性の範囲内で被駆動部を駆動するので、膨張機が出力特性の範囲を逸脱する運転を行って効率が低下するのを回避することができる。

【0158】また請求項3に記載された発明によれば、動力伝達装置が膨張機の出力を任意の比率で複数の被駆動部に配分するので、膨張機の出力を種々の用途に利用して汎用性を高めることができる。

【0159】また請求項4に記載された発明によれば、動力伝達装置が遊星歯車機構を備えているので、膨張機の出力を複数の被駆動部に的確に配分することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】駆動装置の全体構成を示す図

【図2】駆動力伝達装置の構造を示す図

【図3】内燃機関の軸出力および膨張機の軸出力のマッピングを説明する図

【図4】内燃機関の回転速度と軸出力との関係、並びに膨張機の回転速度および軸出力との関係を示すグラフ

【図5】内燃機関の回転速度と膨張機の回転速度との関係を示すグラフ

【図6】内燃機関の回転速度、膨張機の回転速度およびベルト式無段変速機の変速比の時間変化を示すグラフ

【図7】内燃機関始動時の遊星歯車機構の速度線図

【図8】内燃機関始動後で膨張機の未作動時の遊星歯車機構の速度線図

【図9】膨張機始動時の遊星歯車機構の速度線図

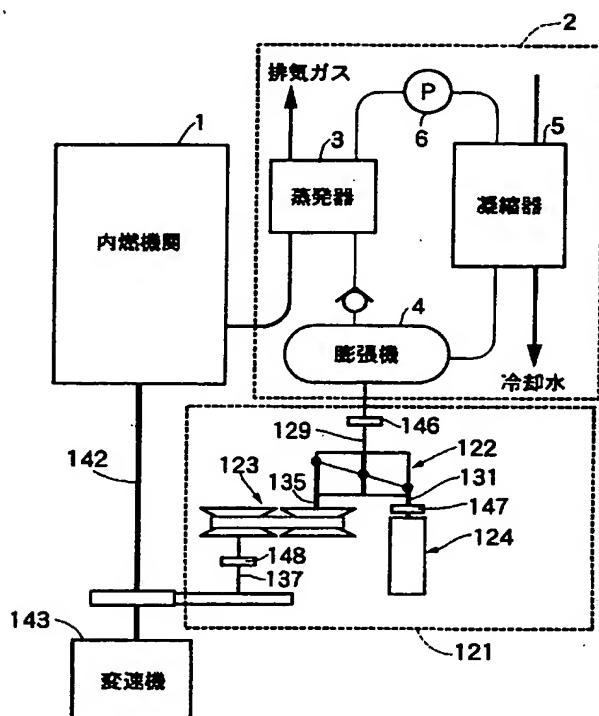
【図10】定常走行時の遊星歯車機構の速度線図

- 【図11】内燃機関の加速時の遊星歯車機構の速度線図
 【図12】内燃機関の減速時の遊星歯車機構の速度線図
 【図13】登坂負荷時の遊星歯車機構の作用説明図
 【図14】発電・電動機による膨張機の始動時の遊星歯車機構の速度線図
 【図15】膨張機の縦断面図（図18の15-15線断面図）
 【図16】図15の回転軸線周りの拡大断面図
 【図17】図15の17-17線断面図
 【図18】要部を拡大した図15の18-18線断面図
 【図19】ロータチャンバおよびロータの断面形状を示す説明図
 【図20】ペーン本体の正面図
 【図21】ペーン本体の側面図

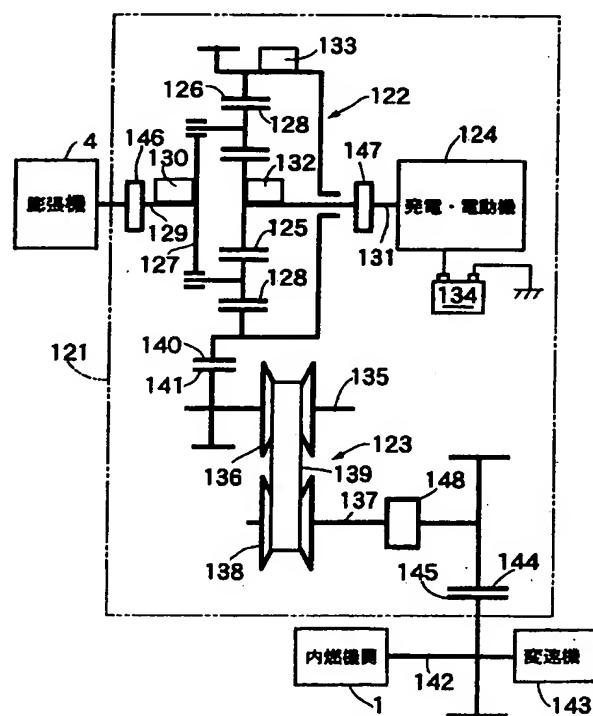
- 【図22】図2-0の22-22線断面図
 【図23】シール部材の正面図
 【図24】図17の回転軸線周りの拡大図
 【符号の説明】

1	内燃機関（原動機）
2	廃熱回収装置
3	蒸発器
4	膨張機
5	凝縮器
6	給水ポンプ（ポンプ）
10	動力伝達装置
121	遊星歯車機構
122	発電・電動機（被駆動部）
124	変速機（被駆動部）
143	

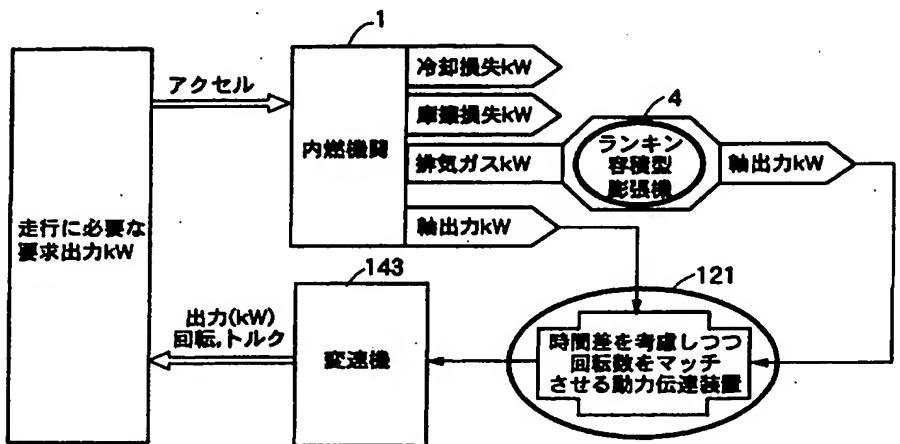
【図1】



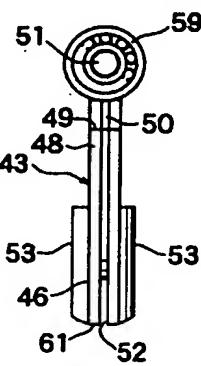
【図2】



【図3】

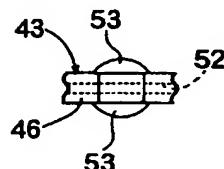
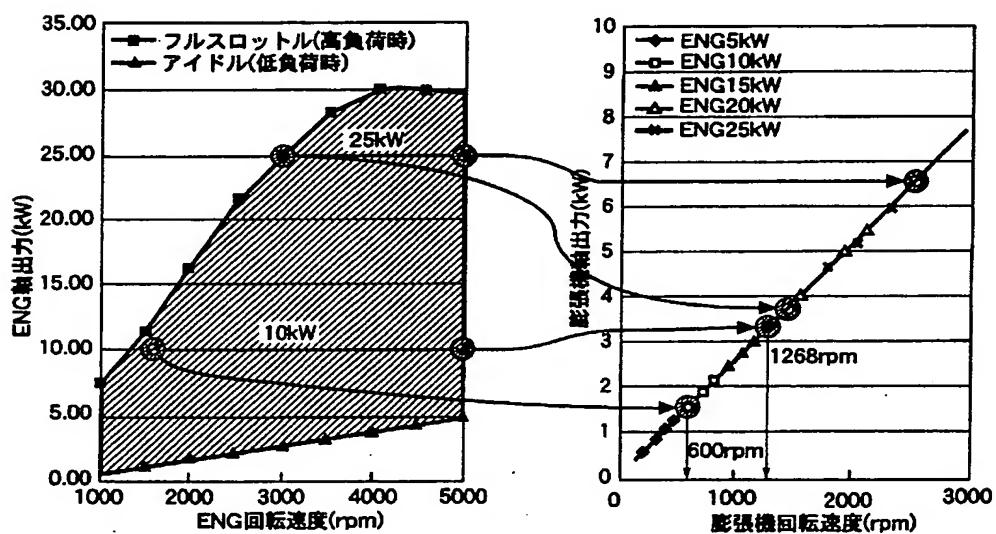


【図21】

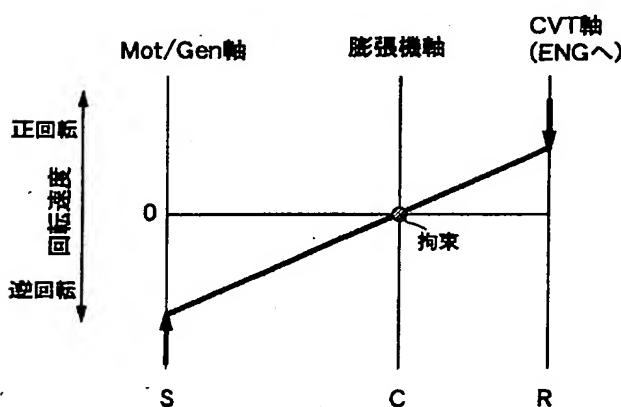


【図22】

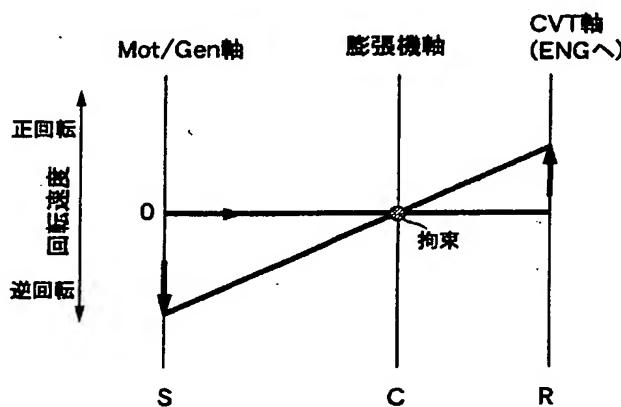
【図4】



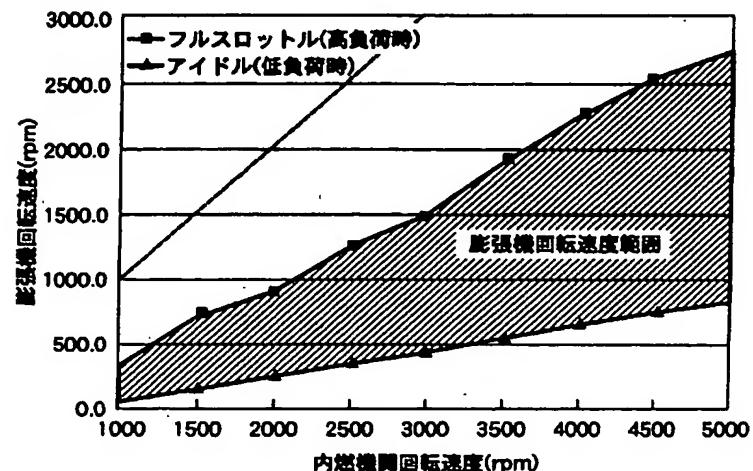
【図7】



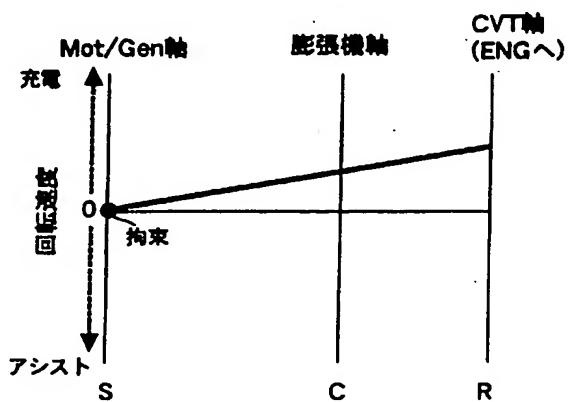
【図8】



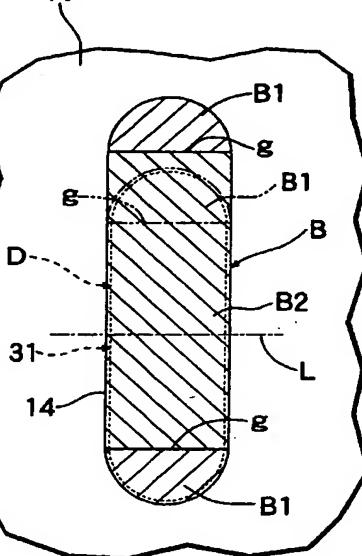
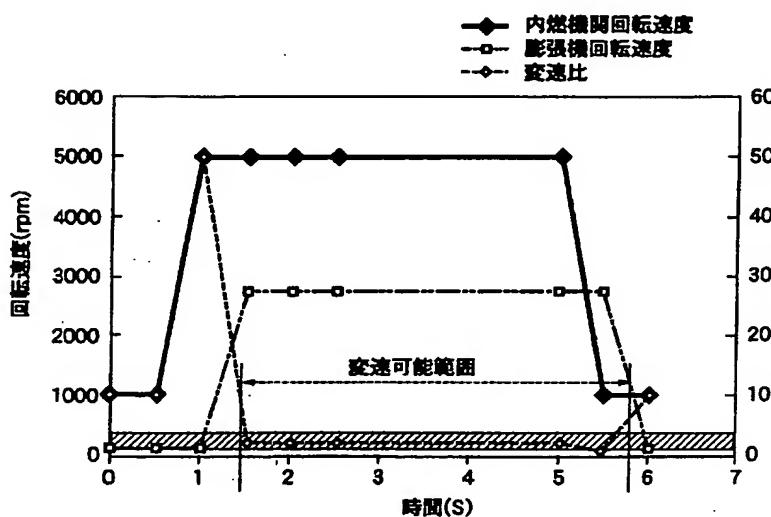
【図5】



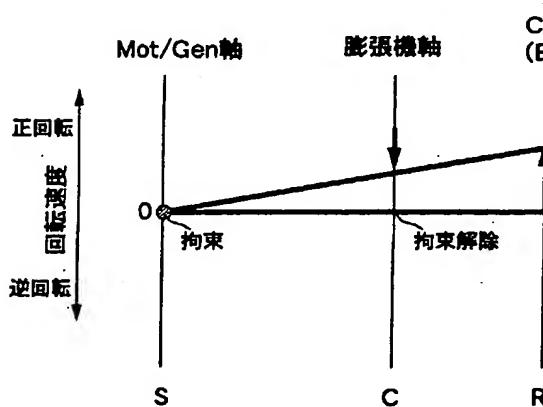
【図10】



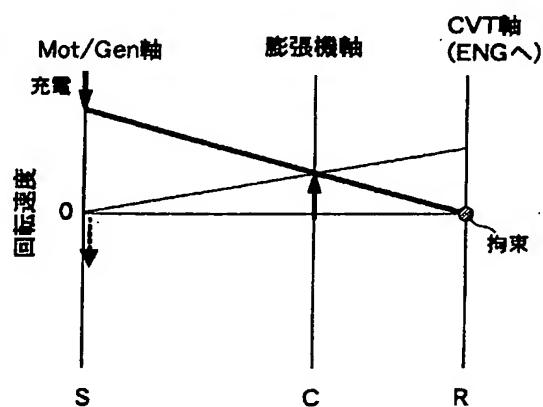
【図6】



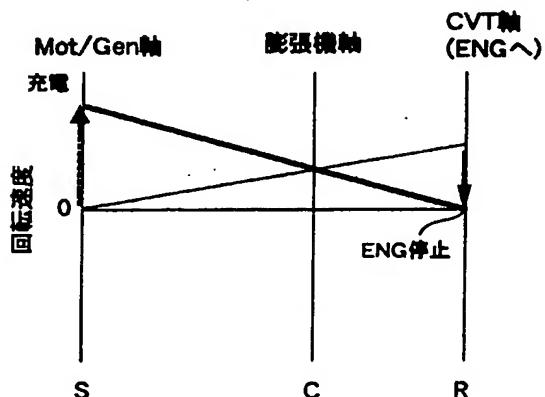
【図9】



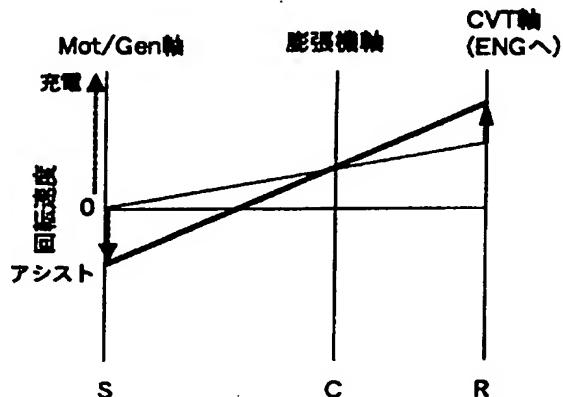
【図11】



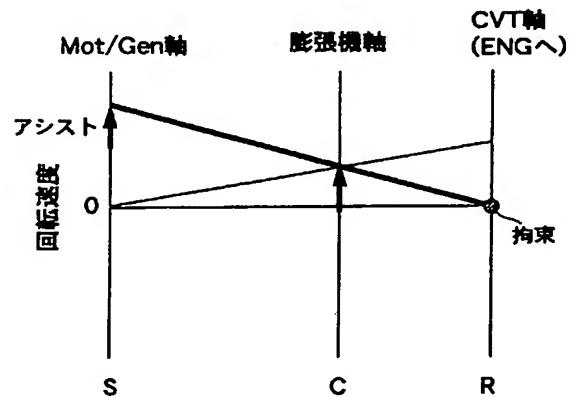
〔図12〕



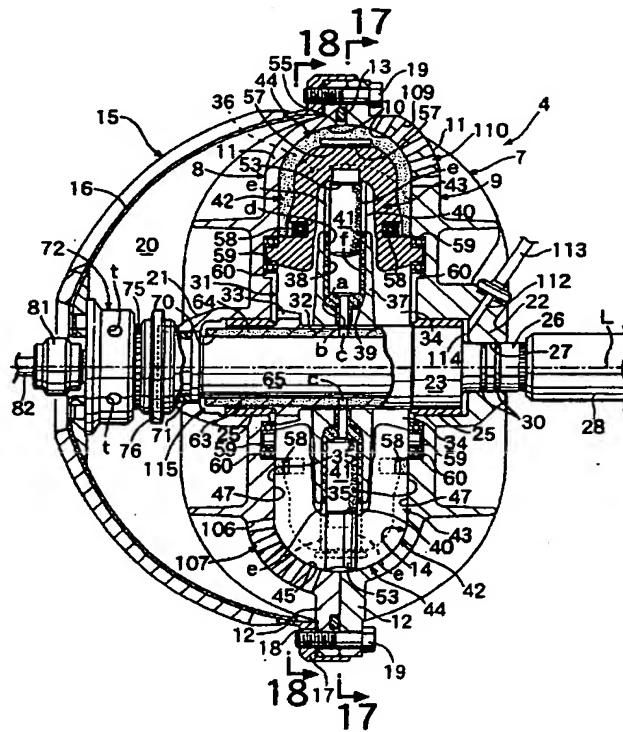
[図 13]



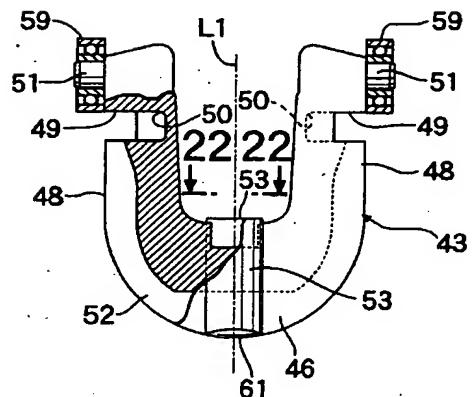
【图14】



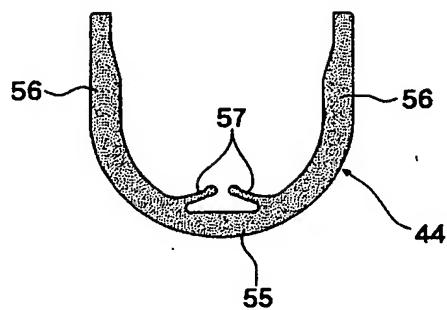
[図15]



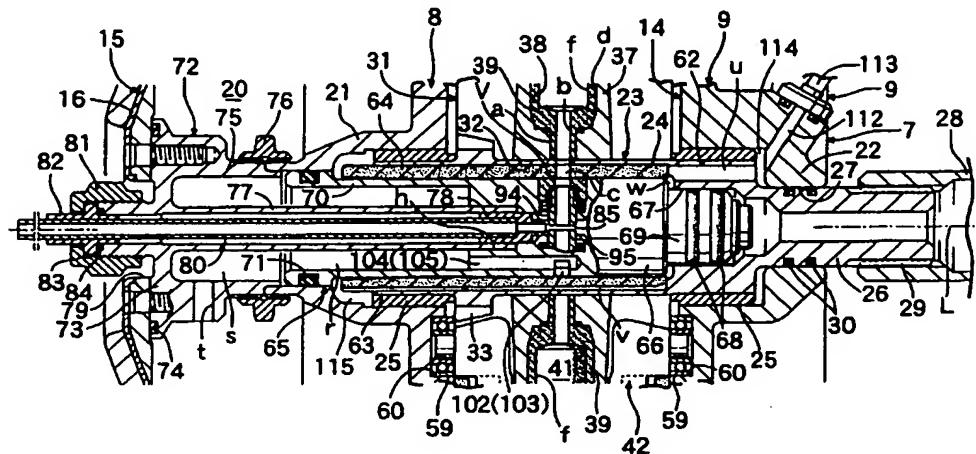
【四二〇】



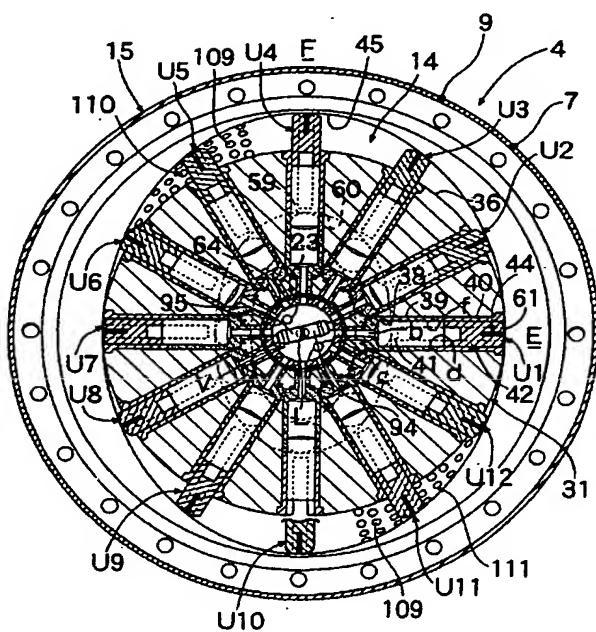
【图23】



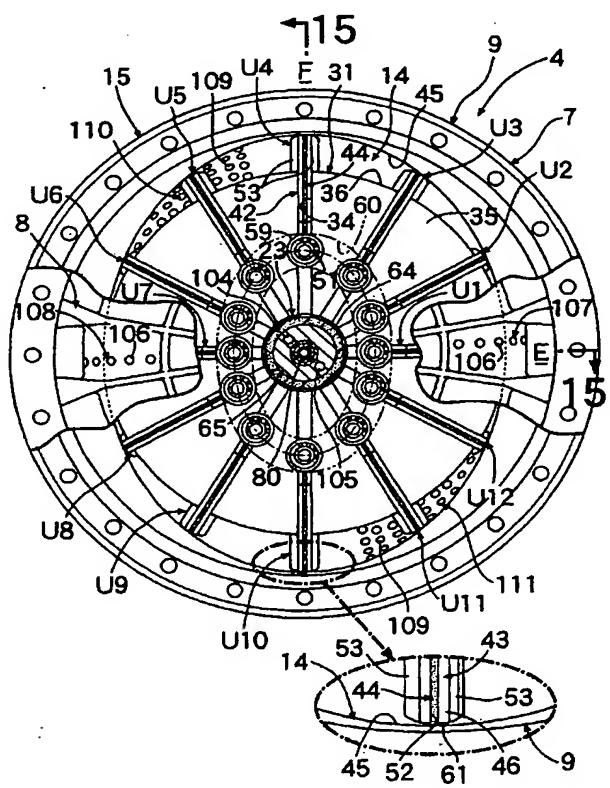
[図16]



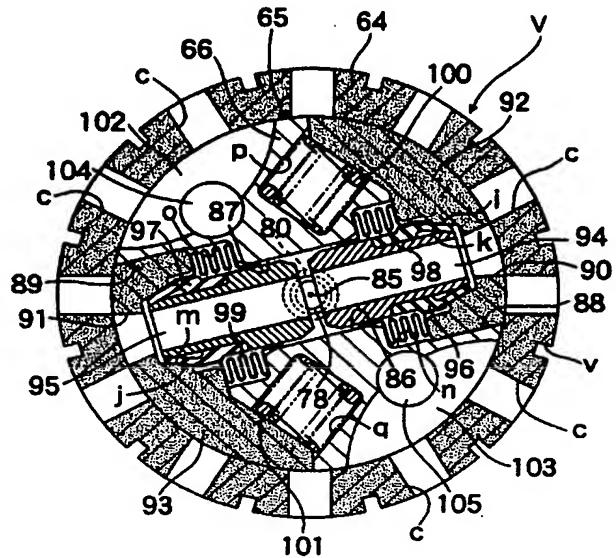
【图 17】



【图 18】



[图24]



フロントページの続き

(72)発明者 川上 泰伸
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 堀村 弘幸
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内

(72)発明者 遠藤 恒雄
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内